

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

(ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR)



Trabajo de Fin de Grado. Ingeniería en Tecnologías Industriales.

**Estudio y diseño de distintos sistemas de
refrigeración implantados en una planta
térmica de carbón.**

Autor: Alberto Rosado Albacete.

Junio 2016

Tutor: Javier Villa Briongos.

Departamento: Ingeniería Térmica y Fluidos.

Índice

	Página
OBJETIVO Y ALCANCE.....	1
RESUMEN.....	2
CAPÍTULO 1: Plantas térmicas de carbón.....	4
1.1 - Estado del arte.....	6
1.2 - Marco Político.....	20
1.3 - Descripción de una planta térmica de carbón.....	23
1.4 - Componentes de una planta térmica de carbón.....	25
CAPÍTULO 2: Diseño de la planta térmica de estudio.....	33
2.1- Descripción de la planta térmica de estudio.....	36
2.2- Resultados obtenidos.....	38
CAPÍTULO 3: Refrigeración en plantas de potencia.....	45
3.1- Tipos de enfriamiento.....	47
3.2- Tipos de torres de refrigeración.....	50
3.3- Equipamiento presente en una torre de refrigeración.....	54
3.4- Precauciones en el diseño de torres de refrigeración.....	58
CAPÍTULO 4: Diseño de torres de refrigeración.....	61
4.1- Implantación de escenarios.....	62
4.1.1- Escenario I.....	64
4.1.2- Escenario II.....	66
4.1.3- Escenario III.....	68
4.2- Análisis de los resultados obtenidos.....	70
4.3- Conclusión.....	76
CAPÍTULO 5: Conclusiones.....	78
5.1- Conclusiones generales.....	80
5.2- Conclusiones específicas.....	84

ANEXO 1: CICLO RANKINE.....	89
AENEXO 2: COMBUSTIBLE – CARBÓN.....	97
ANEXO 3: DISEÑO DEL CICLO DE POTENCIA.....	105
ANEXO 4: VALIDACIÓN DE LA CENTRAL.....	141
ANEXO 5: DISEÑO DE TORRE HÚMEDA DE TIRO NATURAL.....	150
ANEXO 6: DISEÑO DE TORRE SECA DE TIRO NATURAL.....	180
ANEXO 7: DISEÑO DE TORRE HÚMEDA DE TIRO INDUCIDO.....	209
BIBLIOGRAFÍA.....	228

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 1: Generación eléctrica. España - Año 2014.....	9
Figura 2: Central Térmica de As Pontes.....	11
Figura 3: Central Térmica de Compostilla.....	12
Figura 4: Central Térmica Litoral.....	13
Figura 5: Central Térmica de Andorra.....	14
Figura 6: Central Térmica de Aboño.....	15
Figura 7: Central Térmica de La Robla.	16
Figura 8: Central Térmica Soto de Ribera.....	17
Figura 9: Central Térmica de Narcea.....	17
Figura 10: Central Térmica de Los Barrios.....	18
Figura 11: Central Térmica de Meirama.....	19
Figura 12: Esquema de una planta térmica de carbón	23
Figura 13: Equipos presentes en una central térmica de carbón.....	31
Figura 14: Diagrama de la central térmica de estudio.....	36
Figura 15: Ciclo diseñado sobre diagrama T-s del agua	39
Figura 16: Evolución de la entalpía del agua en el turbinado	40
Figura 17: Evolución de la temperatura en el calentamiento regenerativo.....	41
Figura 18: Tipos de enfriamiento sobre diagrama psicométrico del aire.....	48
Figura 19: Ejemplos de torres húmedas de refrigeración (real vs esquema).....	51
Figura 20: Comparación de las dimensiones de las torres diseñadas. Izquierda: Torre húmeda de tiro natural. Centro: Torre seca de tiro natural. Derecha: Torres húmedas de tiro inducido.....	72
Figura 21: Diagrama simplificado del flujo de calor en una central térmica de combustible.....	81
Figura 22: Diagrama T-s del agua.....	90
Figura 23: Ciclo Rankine elemental	91

Figura 24: Flujo de calor en una máquina térmica de Carnot.....	92
Figura 25: Ciclo Rankine con recalentamiento	94
Figura 26: Ciclo Rankine con regeneración	95
Figura 27: Muestra de antracita	98
Figura 28: Muestra de hulla	99
Figura 29: Muestra de lignito	99
Figura 30: Muestra de turba	100
Figura 31: Evolución de la utilización de distintas fuentes de energía primaria.....	102

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 1: Propiedades del combustible de diseño	37
Tabla 2: Propiedades termodinámicas del ciclo de potencia.....	38
Tabla 3: Propiedades de torre húmeda de tiro natural diseñada.....	65
Tabla 4: Propiedades de torre seca de tiro natural diseñada.....	67
Tabla 5: Propiedades torre húmeda de tiro inducido diseñada.....	69
Tabla 6: Conclusiones sobre las torres de refrigeración diseñadas.....	76 y 85
Tabla 7: Comparación de emisiones reales de la CT de La Robla con las emisiones calculadas en la CT de estudio.....	148

OBJETIVO Y ALCANCE

El objetivo principal de este proyecto es aportar distintas alternativas para la refrigeración de una central térmica de carbón mediante torres de refrigeración, en función del marco circunstancial que la envuelve: geografía, clima, economía, sociedad y medioambiente. Para ello será fundamental comprender qué circunstancias son importantes en el diseño de las torres de refrigeración, qué procesos termodinámicos intervienen y qué alternativas ofrece la tecnología actual.

Como segundo objetivo se considera el diseño y posterior validación del ciclo de potencia de la central térmica que se va a refrigerar.

Finalmente el tercer objetivo de este proyecto consiste en dar valor a la utilidad de las conclusiones que se obtendrán mediante una revisión del estado del arte de la tecnología que muestre la tremenda implantación que tienen hoy en día las centrales térmicas de carbón con sus correspondientes sistemas de refrigeración.

RESUMEN

La refrigeración del fluido de un ciclo de potencia en una central térmica es indispensable en su operación. Normalmente los dispositivos encargados de la refrigeración, las torres de refrigeración, se encuentran totalmente expuestas al medio y, por tanto, la influencia de las condiciones del mismo es enorme, por lo que merece la pena su consideración en el diseño de las plantas de producción de potencia. Sin embargo, más importante que las influencias puramente climatológicas del medio es la disponibilidad de agua, su calidad y su precio. Como se verá en este trabajo el empleo de la evaporación del agua como medio para evacuar calor es más eficaz que otros tipos de enfriamiento pero su eficiencia y rentabilidad se medirá en función de la disponibilidad de este recurso. Así mismo, otras variables deben ser consideradas en el diseño de una torre de refrigeración como son espacio disponible, proximidad a zonas residenciales, niveles de ruido, marco político, características de la inversión económica que pretende realizar o los peligros que puedan causar contra la salud y el medioambiente.

En este proyecto se realizará un progresivo acercamiento al objetivo final que partirá desde la central térmica de carbón que se pretende refrigerar y que abarca multitud de dispositivos, hasta concretar el estudio y diseño sobre uno de ellos: la torre de refrigeración. Para el diseño de la refrigeración del ciclo de potencia lógicamente es necesario disponer del mismo o al menos conocer la potencia extraída del ciclo en el condensador. En este trabajo se ha estimado oportuno realizar también el diseño del ciclo de potencia completo para proceder posteriormente a su refrigeración.

El objetivo prioritario del proyecto se encuentra en el capítulo 4 ya que se ejecuta el diseño de tres tipos de refrigeración para el mismo ciclo de potencia, respondiendo cada uno a las circunstancias del escenario en que se va a instalar la central térmica. De este modo, todos los conocimientos teóricamente explicados en capítulos anteriores quedan plasmados numéricamente en este capítulo, pudiendo así establecer el análisis y comparación de los distintos sistemas de refrigeración.

La utilidad de las conclusiones que se van a obtener en este proyecto responde al estado de implantación de esta tecnología en la actualidad, por lo que se hace una revisión interesante del estado del arte de las centrales termoeléctricas de carbón en España en el capítulo 1.

CAPÍTULO 1

PLANTAS TÉRMICAS DE

CARBÓN

Contenido

- ✓ 1.1 - Estado del arte.
 - ✓ 1.2 - Marco político.
 - 1.2.1 - Marco político del carbón.
 - 1.2.2 - Marco político de las torres de refrigeración.
 - ✓ 1.3 - Descripción de una planta térmica de carbón.
 - ✓ 1.4 - Componentes de una planta térmica de carbón.
-

Introducción.

En este primer capítulo se hace un repaso de una de las formas más empleadas en la obtención de energía eléctrica a nivel mundial en la actualidad: Las plantas térmicas de carbón. Comenzará con un análisis de la posición que hoy en día ocupa esta tecnología para la producción de energía eléctrica en España (apartado 1.1), continuará con el marco político que la ley española, europea y mundial establece sobre esta industria (apartado 1.2) y finalizará con la explicación del funcionamiento de una central térmica de carbón (apartado 1.3) y de los distintos elementos que la componen (apartado 1.4). Adicionalmente, este capítulo hace referencia a dos anexos fundamentales para la plena comprensión de la producción eléctrica mediante la combustión del carbón:

- Anexo 1: Ciclo Rankine.
- Anexo 2: Combustible – El carbón.

1.1 Estado del arte.

El conocimiento del estado del arte de la tecnología analizada por el presente trabajo, da cuenta de la utilidad de las conclusiones que se obtendrán. Por ello, resulta importante conocer la implantación y viabilidad de las centrales térmicas de carbón y, más concretamente, de las centrales térmicas de carbón en España.

La energía eléctrica en un país desarrollado como es España juega un papel fundamental en la industria y vida de sus habitantes. Esta forma de energía presenta multitud de ventajas, derivadas principalmente de su practicidad:

- La energía eléctrica puede ser generada a partir de diversas fuentes de energía, desde combustibles hasta renovables pudiendo así adaptarse a la disponibilidad de fuentes de energía de cada territorio.
- Velocidad en su distribución, prácticamente instantánea.

Este amplio sector industrial integra cuatro actividades elementales vinculadas entre sí:

1. Generación: Se trata de la actividad eléctrica objetivo de este proyecto. Consiste en la obtención de electricidad a partir de otro recurso energético. En función del recurso energético que se consume se diferencian varios tipos de generación eléctrica:

➤ Combustibles fósiles: aprovecha la energía procedente de la combustión del carbón para obtener electricidad. Actualmente los combustibles fósiles empleados con este fin son el carbón, los derivados del petróleo y el gas natural. La ventaja principal del empleo de combustibles fósiles en la obtención de energía eléctrica es la capacidad de poder adaptar la producción a la demanda en cada momento. La desventaja es el descontrol de su precio, dependiente del país exportador, y la contaminación que desprende a la atmósfera. Este proyecto centra su objetivo en la generación de energía eléctrica mediante la combustión de carbón, combustible más extensamente explicado en el Anexo 2.

➤ Energía nuclear: aprovecha la energía procedente de la fisión nuclear de material fisionable como uranio o plutonio. La ventaja de este tipo de generación es que es mucho más limpia en cuanto a emisiones a la atmósfera. Sin embargo, es una tecnología más catastrófica, en caso de accidente, que la anterior y además precisa de un estricto control de los residuos radiactivos que genera.

➤ Energías renovables: aprovecha la energía que ofrece la naturaleza en forma de viento, mareas, radiación solar, acumulación de agua en puntos elevados, etc. La principal ventaja es que se trata de fuentes de energía inagotables y respetuosas con el medioambiente. Sin embargo, son fuentes de energía cuya disponibilidad puntual es incontrolable ya que está sujeta al

estado de la naturaleza y, por tanto, son difícilmente acoplables a la demanda en cada momento. Otra desventaja es la dificultad de su almacenamiento (a excepción de la hidráulica), quedando así a merced de las condiciones que ofrece el medio en cada momento.

➤ Cogeneración: la producción simultánea de electricidad y calor posibilita el empleo de calor residual de procesos industriales para la generación de electricidad.

Los anteriores sistemas de generación de electricidad pueden clasificarse así mismo en dos grandes grupos:

➤ Generación eléctrica en Régimen Ordinario: Integrado por las fuentes de energía tradicionales para la obtención de electricidad (combustibles fósiles, energía nuclear e hidráulica).

➤ Generación eléctrica en Régimen Especial: Integrada por pequeñas unidades de generación, inferiores a 50 MW, que emplean energías renovables y cogeneración.

2. Transporte: actividad encargada de hacer llevar la electricidad generada a las proximidades del consumo final, mediante líneas de alta tensión que permiten minimizar las pérdidas en su conducción.

3. Distribución: actividad que lleva, mediante líneas de media y baja tensión, electricidad desde los puntos finales del transporte (actividad anterior) a los puntos de consumo final.

4. Consumo final: aprovechamiento particular que realiza cada usuario de la versatilidad que ofrece la energía eléctrica.

Desde 1988 hasta 1997 el sistema eléctrico español estuvo regulado por el Marco Legal Estable (MLE) [1] que establecía la regulación de las actividades del sector, desde un punto de vista claro: la energía eléctrica es un bien básico que debe ser accesible para todos los ciudadanos. Por tanto, durante esta etapa el sistema eléctrico español estuvo en su gran mayoría regulado por el Estado.

A partir de 1997 La Ley 54/1997 del Sector Eléctrico [2] inicia un proceso de liberalización de este mercado que pretende dar garantía de acceso a la energía eléctrica a todos los ciudadanos a la vez que introduce cierta competitividad en el sector, entendiendo esta competitividad como base de desarrollo del mercado eléctrico. De este modo, ciertas actividades mantendrían la regulación estatal (transporte y distribución) mientras que otras pasarían a formar parte de la mecánica del mercado (generación y comercialización).

Tras este momento se produce en España un periodo de nacimiento y desarrollo de empresas dedicadas a este sector parcialmente intervenido cuyo resultado es el entorno

empresarial que hoy opera en la generación de energía eléctrica. A continuación se exponen brevemente las cuatro grandes empresas españolas líderes del sector en la actualidad:

1. Endesa.

Nace en 1944 (con el nombre de Empresa Nacional de Electricidad S.A) con el inicio de la construcción de La Central Térmica de Compostilla (León) que se pone en marcha en 1957. Su negocio principal es la producción, transporte, distribución y comercialización de electricidad. Cerró el año 2015 siendo la empresa líder del sector eléctrico español, con un activo total de 29.245 millones de euros y un beneficio neto de 1.086 millones de euros. Del total de 21.069 MW instalados por Endesa en España, 7.585 MW son generados mediante centrales térmicas de carbón.

(Información obtenida de la página Web de Endesa [3], [4])

2. Iberdrola.

En 1944 se produce la fusión entre Hidroeléctrica Ibérica y Saltos del Duero, denominándose el nuevo grupo Iberduero. Pero fue en 1991 cuando con la fusión de Iberduero e Hidroeléctrica Española, surge Iberdrola tal y como se la conoce en la actualidad. Desde esta fecha hasta hoy Iberdrola se ha ido expandiendo internacionalmente adquiriendo negocios en Europa y América fundamentalmente.

Posee en la actualidad un total de capacidad instalada de 26.187 MW en España, de los cuales 874MW emplean carbón para su generación.

(Información obtenida de la página Web de Iberdrola [5], [6])

3. Gas Natural Fenosa.

Nace en 1843 bajo el nombre de Sociedad Catalana para el Alumbrado por Gas (SCAG) y fue de las primeras empresas en alumbrar las calles de Barcelona mediante gas, técnica ya empleada en otras ciudades europeas como Londres. A partir de 1866 comienza la expansión por la península y a finales de siglo entra en el negocio de la electricidad térmica.

En la actualidad posee importantes grupos de potencia instalada en más de 25 países de Europa, Latino América, África, Asia y Oceanía. En España genera 13.000 MW de los cuales 2.000 MW se generan en centrales térmicas de carbón.

(Información obtenida de la página Web de Gas Natural Fenosa [7])

4. Viesgo.

Nace en 1906 bajo el nombre de Electra de Viesgo vinculada a la central hidráulica de Puente de Viesgo (Cantabria) y una línea de 25 km que daba cobertura eléctrica a Santander. Experimenta un gran crecimiento durante el siglo XX en que se determina su actual presencia de distribución eléctrica del norte peninsular: Cantabria, Asturias, Castilla y León y Galicia. Desde 1983 Viesgo ha pertenecido a Banco Santander,

Grupo Endesa, Enel, E. ON y, actualmente, a Macquarie European Infrastructure Fund y Wren House Infrastructure.

De la capacidad total de 4.150 MW instalados por Viesgo en la Península, 913 MW se generan mediante centrales térmicas de carbón.

(Información obtenida de la página Web de Viesgo [8], [9])

Según el artículo escrito por José A. Roca el 24/08/2015 en *El periódico de la energía* [10] la demanda de energía primaria para la generación eléctrica en el año 2014 tuvo la siguiente distribución:

Generación de energía eléctrica (España - Año 2014)

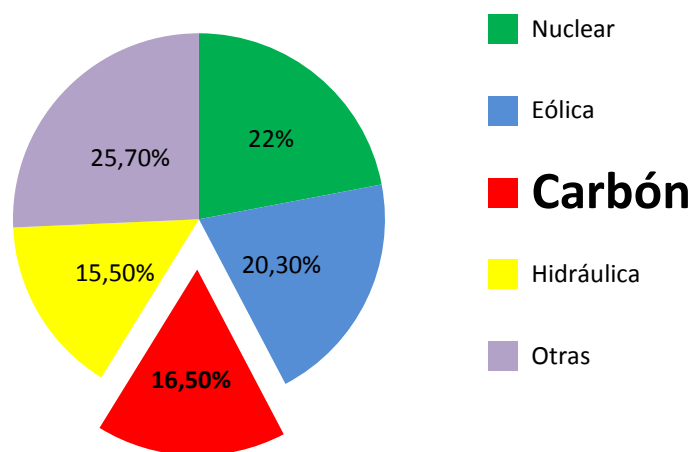


Figura 1: Generación eléctrica. España - Año 2014.

En lo que respecta a este proyecto de la Figura 1 se debe sacar la siguiente conclusión: la combustión de carbón aun mantiene un importante peso en la generación de energía eléctrica de nuestro país.

Como se decía anteriormente este capítulo incorpora el *Anexo 2: Combustible – El carbón* que contiene una explicación exhaustiva de la situación del carbón en la actualidad, no obstante, a continuación se muestra un extracto de las ideas fundamentales de este anexo.

Aunque la recomendación, desde un punto de vista sostenible, es la tendencia a la baja del empleo de esta tecnología, la realidad es que aun está muy presente en la cobertura eléctrica de nuestro país, principalmente por los siguientes motivos:

- La disponibilidad de carbón en España dota a la producción eléctrica mediante la tecnología del carbón de garantías de suministro de energía, aportando así estabilidad al sistema eléctrico.

- La estabilidad en su precio y los riesgos geopolíticos asociados a la explotación del carbón son inferiores a la explotación de gas y petróleo. Esta diferencia radica en que la distribución de carbón en toda La Tierra es más homogénea que la del gas y petróleo, presentes exclusivamente en países concretos.
- Las reservas recuperables de carbón son superiores a las del resto de combustibles fósiles, por tanto, prácticamente todos los países disponen en mayor o menor medida de carbón para su explotación que será más o menos suficiente en función de la cantidad disponible del mismo, de su calidad y de la demanda eléctrica de cada región del planeta.
- La independencia de esta fuente de energía respecto a las condiciones ambientales (viento, sol, mareas...) permite disponer de este combustible de una forma estable garantizando así la producción y abastecimiento de energía eléctrica.

Por tanto, los defensores de la utilización del carbón en la producción de energía eléctrica en España alegan principalmente que el carbón es una fuente de energía fósil autóctona con suficiente abundancia e independiente de las condiciones climatológicas y, por tanto, aporta estabilidad y garantía de abastecimiento energético.

En contraposición encontramos los siguientes inconvenientes de una tecnología que produce todavía una “electricidad sucia”:

- Se trata de las centrales térmicas más intensivas en cuanto a las emisiones de CO₂, principal gas de efecto invernadero, que conlleva un cambio climático cada vez más patente en el planeta.
- La minería del carbón es una actividad muy destructiva, tanto por el impacto físico sobre el terreno como por las duras condiciones del trabajo del minero que empobrecen en gran medida su calidad y esperanza de vida.
- En cuanto al impacto físico del terreno se debe mencionar la destrucción de los ecosistemas presentes en zonas cercanas a la explotación minera. Además, una vez agotada la mina lo que allí queda es una montonera de escombros inhabitables cuya rehabilitación es muy costosa económica, social y medioambientalmente.
- Deterioro de la calidad del aire: En esta faceta intervienen todas las actividades realizadas sobre el carbón (extracción, transformación, transporte, descarga, combustión, emisión).

Es por ello que muchos ecologistas apuntan, con razón, que la política energética española debe tomar medidas para sustituir la generación energética basada en la quema de combustibles fósiles por una generación basada en fuentes renovables y, además, esta sustitución debe empezar por la fuente fósil más contaminante de todas: el carbón.

La producción de energía eléctrica mediante combustibles fósiles debe ir disminuyendo poco a poco y, más aun, el combustible fósil más contaminante de todos: el carbón. Sin embargo, la producción de energía eléctrica mediante carbón tiene aún gran implantación en España y la suciedad de esta tecnología se puede considerar como un

punto de partida para mejorar la eficiencia de sus procesos de tal forma que se obtenga la mayor energía posible mediante el mínimo consumo de carbón. Es decir, el reto de los próximos años en este sentido es reducir el impacto medioambiental que produce el empleo de combustibles fósiles en la producción de energía eléctrica mediante dos caminos simultáneos:

- La progresiva sustitución de fuentes de energía fósil por fuentes de energía renovable.
- Mejora de los procesos de producción de energía eléctrica con combustibles fósiles de manera que se amortigüen los efectos negativos de una producción energética que no va a desaparecer de forma inmediata.

A continuación se exponen las diez principales plantas térmicas de carbón en España que advierten de la enorme implantación que tiene aún esta tecnología en nuestro país:

1. Central térmica de Puentes de García Rodríguez (As Pontes).



Figura 2: Central Térmica de As Pontes [11].

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la información general de la Central Térmica de As Pontes aportada por Endesa en su web [12].

Se encuentra situada en el municipio de As Pontes de García Rodríguez (La Coruña). Se trata del centro generador más importante de España, explotado por Endesa. Cuenta con cuatro grupos generadores con una potencia total de 1.468,5 MW. Además, la instalación incluye dos centrales hidroeléctricas (60 MW), el núcleo eólico de Tesouro (161 MW) y la central de ciclo combinado de gas natural (800 MW).

Esta central ha obtenido el certificado de gestión ambiental ISO 14001 [13] que le otorga el crédito de una actividad respetuosa con el medioambiente. En esta línea de respeto medioambiental hay que mencionar que esta central térmica se ha preocupado por la regeneración de un ecosistema destruido por la explotación a cielo abierto de la mina de lignito de As Pontes desde la década de los cuarenta hasta el año 2007. Lo ha llevado a cabo mediante la creación de un lago y un ecosistema generado en torno al mismo.

Si bien esta central térmica siempre ha empleado como combustible principal el lignito, éste ha tenido distinta procedencia según avanzaba la historia de la central. En un primer momento el abastecimiento de lignito procedía de la mina de As Pontes. Posteriormente, dado el escaso rendimiento de este lignito y a su elevado impacto medioambiental, Endesa optó por mezclarlo con hulla subbituminosa de importación. Para ello fueron necesarias adaptaciones de las calderas que ya empleaban y la construcción de una terminal portuaria en El Ferrol para recibir el mineral. De este modo las emisiones se redujeron en torno al 40% a la vez que se incrementó el rendimiento de la central. Fue a partir de 2007 cuando Endesa decidió quemar carbón únicamente de importación y más concretamente de Indonesia dejando así de explotar la mina de As Pontes y rehabilitando medioambientalmente este yacimiento. Como curiosidad hay que destacar que la chimenea de la central térmica de As Pontes es una de las más grandes del mundo y más grande de Europa con sus 365 metros de altura, 36 metros de diámetro en la base y 18 metros de diámetro en la cima.

2. Central térmica de Compostilla II.



Figura 3: Central Térmica de Compostilla. [14]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la información general de la Central Térmica de Compostilla aportada por Endesa en su web [15].

Se encuentra situada en el municipio de Los Cubillos del Sil (León). Se trata de la primera central de Endesa en España. Cuenta con cuatro grupos generadores con una

potencia total de 1.199,6 MW. Esta central térmica se localiza en las proximidades del embalse de Bárcena, asegurando así la disponibilidad de agua, y en las proximidades de las minas de El Bierzo, asegurando así la disponibilidad de combustible.

Si la central de Compostilla I fue construida en Ponferrada con un único grupo de generación de potencia (167 MW), la central de Compostilla II fue trasladada y ampliada sucesivamente hasta contar en la actualidad con cuatro grupos de potencia de 147,9; 337,2; 358,6 y 355,9 MW, respectivamente. Según fue creciendo la producción eléctrica de la central, el proceso de refrigeración se fue haciendo más exigente de modo que el embalse de Bárcena era insuficiente para enfriar los cuatro grupos generadores, por lo que se optó por la construcción de dos torres de refrigeración de tiro natural que operan en los grupos 4 y 5.

En cuanto a la alimentación de carbón, lo principal es que se trata de carbón nacional y que existen dos parques de almacenado y homogeneización del carbón desde los que a través de unas calles piramidales llamadas parvas se distribuye el combustible a los cuatro grupos de potencia.

Las principales medidas ecológicas que se han tomado en esta central son, en primer lugar, la instalación de un sistema de desulfuración de gases para reducir emisiones (proceso químico que permite capturar los óxidos de azufre producidos en la combustión del carbón) y, en segundo lugar, la instalación de un sistema sofisticado de control que permite optimizar los procesos de los distintos grupos térmicos de modo que se mejora el rendimiento energético y en última instancia se reduce las emisiones de CO_2 y NO_x .

3. Central térmica Litoral.



Figura 4: Central Térmica Litoral. [16]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la información general de la Central Térmica de Litoral aportada por Endesa en su web [17].

Se trata de una central térmica tradicional perteneciente a Endesa situada en el municipio de Carboneras (Almería), junto al Mar Mediterráneo. Cuenta con dos grupos generadores con una potencia total de 1.158,9 MW. El emplazamiento de esta central no es casualidad ya que, obviando razones históricas, la situación es estratégica utilizando agua de mar en circuito abierto como líquido refrigerante del condensador.

Los principales motivos de construcción de esta central térmica fueron que, en primer lugar, el desarrollo económico creciente en España y más concretamente en Andalucía requería de un pleno abastecimiento de energía eléctrica en la zona. En segundo lugar, El Plan Acelerado de Centrales de Carbón del MLE [1], aconsejó a los países miembros de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE) a reducir la dependencia energética del petróleo como fuente de energía primaria en la Segunda Crisis del Petróleo de 1979.

En cuanto al impacto medioambiental hay que decir que la central ha obtenido de AENOR el certificado de gestión ambiental ISO 14001 [13] que garantiza una actividad respetuosa con el medio.

4. Central térmica de Andorra.



Figura 5: Central Térmica de Andorra. [18]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente al trabajo de Manuel Galve Dolz sobre La central térmica de Andorra [19].

Se trata de una central térmica perteneciente a Endesa que se encuentra en Teruel. Está formada por tres grupos generadores con una potencia total de 1.101,4 MW. La localización de esta central responde a la necesidad de abastecimiento eléctrico que se complicaba en los años setenta debido principalmente a la tecnología obsoleta que empleaban las centrales de Aliaga y Escatrón en un lugar alimentado por las cuencas mineras turolenses, las reservas de carbón con mayor potencial y vida de España.

Para abastecer de agua esta central se construyó un pantano en el río Guadalope en el municipio de Calanda.

En cuanto al respeto medioambiental hay que decir que ha sufrido distintas obras para lograr satisfacer las exigencias de emisiones que ha ido marcando la legislación vigente en cada momento, de tal modo que actualmente cuenta con un parque de homogeneización de carbones, una planta de desulfuración de gases de combustión y una red de estaciones de control medioambiental repartidas en un radio de 20 km que analiza que la calidad de aire se encuentre en unos baremos saludables.

En los últimos meses Endesa está valorando la posibilidad de realizar una nueva inversión para satisfacer la nueva legislación en cuanto a emisiones, alargando la vida de la central hasta el año 2023 o la posibilidad de cerrar definitivamente la central.

5. Central Térmica de Aboño.



Figura 6: Central Térmica de Aboño. [20]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la información general de la Central Térmica de Aboño aportada por EDP energía en su web [21].

Se trata de una central térmica perteneciente a EDP Energía (empresa energética portuguesa) que se encuentra en el valle de Aboño, entre Gijón y Carreño (Asturias). Está formada por dos grupos generadores Aboño I y Aboño II con potencias de 365,5 MW y 556,2 MW, respectivamente. Esta central térmica emplea carbón como combustible pero también está preparada para quemar combustibles líquidos (fueloil) y gaseosos (gases siderúrgicos y de batería de coque, excedentes de la Factoría de Aceralia en Veriña).

6. Central térmica de La Robla.



Figura 7: Central Térmica de La Robla. [22]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la *Declaración Medioambiental EMAS 2013 de La Central Térmica de La Robla* [23].

La central térmica de La Robla perteneciente a Gas Natural Fenosa se encuentra en el municipio de La Robla (León). Está formada por dos grupos generadores de 270 y 350 MW de potencia nominal, respectivamente. El emplazamiento de esta central térmica le permite una buena comunicación vía ferroviaria o carretera para abastecerse, así mismo la presencia del río Bernesga le permite emplear su agua como refrigerante. El carbón nacional empleado procede de las minas de Santa Lucía, Ciñera y Metalla mientras que el importado es transportado por ferrocarril desde el puerto de Musel (Gijón). El Grupo I de esta central posee la primera torre de tiro natural hiperbólica que se construyó en una central térmica española (1971).

Según el informe de Greenpeace presentado en 2008 la central térmica de La Robla ocupa el octavo lugar como central térmica de carbón contaminante en España.

7. Central térmica Soto de Ribera



Figura 8: Central Térmica Soto de Ribera. [24]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a la información general de la Central Térmica Soto de Ribera aportada por EDP energía en su web [21].

Esta central térmica perteneciente a EDP Energía está ubicada en el concejo de Ribera de Arriba (Asturias). Se compone de dos grupos generadores: Soto 2 de 254 MW y Soto 3 de 361MW (Soto 1 fue cerrada en 2007 tras cuarenta años funcionamiento). El emplazamiento, como ya ha ocurrido en otros casos responde a la cercanía de las cuencas del Nalón y Caudal de las que además de aprovechar el carbón que producen, aprovechan el agua de los mencionados ríos como refrigerante. Desde 2008 esta central térmica cuenta con dos grupos de ciclo combinado adicionales de 432 y 434 MW (Soto 4 y Soto 5).

8. Central térmica de Narcea.



Figura 9: Central Térmica de Narcea. [25]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a *La declaración medioambiental de 2009 de la Central de Narcea* aportada por Gas Natural Fenosa [26].

Perteneciente a Gas Natural Fenosa esta planta térmica se encuentra en el municipio de Tineo (Asturias). Posee tres grupos generadores: Narcea I de 55,5 MW, Narcea II de 166,6 MW y Narcea III de 364,1 MW. Nuevamente el emplazamiento de esta central térmica responde a la presencia de un río del que extraer agua de refrigeración (río Narcea) y la cercanía de yacimientos mineros en la cuenca del mismo río y del norte de León. No obstante, actualmente esta central emplea mayoritariamente carbones importados como combustible.

9. Central térmica de Los Barrios.



Figura 10: Central Térmica de Los Barrios. [27]

Para la siguiente documentación se ha recurrido a información aportada por Viesgo en su web de la Central térmica de Los Barrios [28].

Esta central térmica perteneciente a Viesgo se encuentra en el municipio de Los Barrios (Cádiz). Cuenta con un solo grupo generador de 589 MW de potencia. La central realizó reformas en 2007 y 2008 para aumentar el rendimiento y cantidad de potencia producida así como reducir las emisiones de CO_2 y SO_2 . Es reconocida por la Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia (CNMC) como la segunda central de carbón más reciente de España entre otras cosas por su proyecto de desnitrificación que reducirá sus emisiones un 60%.

10. Central térmica de Meirama.



Figura 11: Central Térmica de Meirama. [29]

Para la siguiente documentación se ha recurrido principalmente a información aportada por Declaración Medioambiental EMAS 2013 de La Central Térmica de Meirama [30].

Explotada por Gas Natural Fenosa, esta central térmica se encuentra en el municipio de Cerceda (A Coruña). Posee un único grupo generador de 580,46 MW de potencia. En el momento de su inauguración (1980) era considerada como una de las plantas térmicas de carbón más importantes de España, pensada para consumir el lignito existente en los yacimientos adyacentes. Sin embargo, el agotamiento de estos yacimientos ha ido provocando una paulatina sustitución del carbón gallego por carbón de importación.

1.2 Marco político.

Para la buena comprensión de la situación que hoy ocupan las centrales térmicas de carbón y su viabilidad para el futuro es necesario comprender las limitaciones que impone la ley sobre una tecnología que se encuentra tremendamente cuestionada y vigilada debido, principalmente, al impacto medioambiental de sus emisiones. No obstante, las emisiones de las centrales térmicas de carbón no son la única amenaza para la salud pública. Como se verá en este apartado, el incorrecto diseño y mantenimiento de las torres de refrigeración (equipo de estudio y diseño de este trabajo) pueden generar brotes de *Legionella*, una bacteria infecciosa para el ser humano, por lo que se ha considerado necesaria la regulación de estos sistemas de refrigeración.

1.2.1 Marco político del carbón.

Como se ha comentado en capítulos anteriores la estrategia energética de nuestro país debe ir encaminada al empleo creciente de fuentes de energía renovables. Sin embargo, en vistas de que todavía no son sistemas autosuficientes, el empleo de combustibles fósiles en la producción de energía es todavía inevitable. Dentro de estos combustibles fósiles, el carbón aunque emite gran cantidad de CO_2 a la atmósfera, es un combustible autóctono y, por tanto, confiere al país cierta independencia de los mercados y capacidad de autoabastecimiento en situaciones críticas. No obstante, el carbón consumido en España es en su gran mayoría de importación.

Por tanto, la producción eléctrica mediante la combustión de carbón está todavía muy implantada en el sector y la suciedad atmosférica que genera debe ser regulada por un marco político, en nuestro caso a nivel europeo, que potencie medidas que supongan reducciones significativas en las emisiones de CO_2 .

El Reglamento (CE) N° 1407/2002 [31] contempla la posibilidad de que los gobiernos de los países concedan ayudas estatales en la industria del carbón con el fin de fortalecer la seguridad energética y mejorar la posición del carbón autóctono de los países integrantes de la UE.

La Decisión del Consejo de 10 de diciembre de 2010 (2010/787/UE) [32] (en adelante La Decisión) en relación a las ayudas estatales destinadas a facilitar el cierre ordenado de las minas no competitivas, permite que los gobiernos de los estados miembros amparen mediante ayudas económicas la producción eléctrica a partir de carbón hasta 2018 con el fin de que tras este periodo solo se conserve la industria minera que haya conseguido eficacia y competitividad, teniendo que devolver las ayudas recibidas durante este periodo. Las minas que pudieran ser cerradas por no haber logrado los objetivos de competitividad tras este periodo de tiempo no son olvidadas por La Decisión de modo que contempla ayudas para paliar los impactos económicos, sociales y medioambientales derivados del cierre de la mina mediante la promoción de una economía alternativa en las zonas afectadas. Actualmente, el

sector minero se concentra en las Comunidades de Castilla-La Mancha, Castilla y León, Aragón y Asturias que por tanto serán las regiones más amenazadas por La Decisión.

En el caso concreto de las centrales térmicas de carbón La Directiva Europea de Emisiones Industriales de 2010 [33] obligó a realizar inversiones antes del 1 de enero de 2016 para la reducción de agentes contaminantes en la atmósfera mediante el empleo de las Mejores Técnicas Disponibles (MTD). Para desatender este mandato las centrales térmicas de carbón han podido beneficiarse de dos excepciones:

- El Plan Nacional Transitorio: Aquellas centrales térmicas pertenecientes al PNT se les permite el incumplimiento de los valores máximos de emisiones permitidos de SO₂, NO_x y partículas siempre y cuando presenten por escrito un compromiso con las medidas previstas en cada instalación para satisfacer dichos valores máximos de emisiones a partir del 1 de julio de 2020.
- La Exención por Vida Útil Limitada: Pueden atenerse a esta exención aquellas centrales que sin cumplir los valores máximos de emisiones permitidos, ni pertenecer al PNT presenten antes del 1 de enero de 2014 una declaración escrita comprometiéndose a no funcionar durante más de 17.500 horas desde el 1 de enero de 2016 hasta, como mucho, el 31 de diciembre de 2023.

Dicha reducción del tiempo de operación de las centrales térmicas no solo afectaría a la propia actividad de transformación energética sino a también a toda la actividad minera que la sustenta.

1.2.2 Marco político de las torres de refrigeración.

La operación de las torres de refrigeración está sujeta al Real Decreto 865/2003 del 4 de julio [34] que establece los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. La legionelosis es una enfermedad causada por la *Legionella*, una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones físico-químicas, proliferando entre 20°C y 45°C y muriendo a 70°C. Su temperatura óptima de crecimiento está en torno a 36°C.

En ocasiones, el diseño y mantenimiento inadecuados de las torres de refrigeración favorecen el estancamiento de agua y formación de una biocapa con nutrientes para la bacteria que, junto una temperatura propicia genera la multiplicación de la bacteria hasta concentraciones que resulta infecciosas para el ser humano. El arrastre de agua producido en las torres húmedas favorece la dispersión de la *Legionella* que posibilita la llegada e infección de la bacteria sobre el aparato respiratorio.

Ante tal amenaza La Comisión de Salud Pública del Consejo Interterritorial del Sistema Nacional de Salud estableció criterios técnico-sanitarios en el Real Decreto 909/2001 con el objetivo de reducir lo máximo posible la aparición de brotes de *Legionella*. La aparición de

nuevas técnicas y el avance de los conocimientos al respecto provocaron la derogación del anterior decreto y la aprobación del Real Decreto 865/2003 que pretende ser respetuoso con el uso de fuentes de energía renovables que mejoren la eficiencia energética de las instalaciones con peligro de proliferación y difusión de la Legionella, sin comprometer la salud de la población.

1.3 Descripción de una planta térmica de carbón.

Para entender adecuadamente el desarrollo de este trabajo es necesario comprender la operación, localización e interconexión de cada uno de los dispositivos que conforman la central térmica de carbón que se quiere refrigerar.

El esquema de una planta térmica de carbón se corresponde con la siguiente imagen:

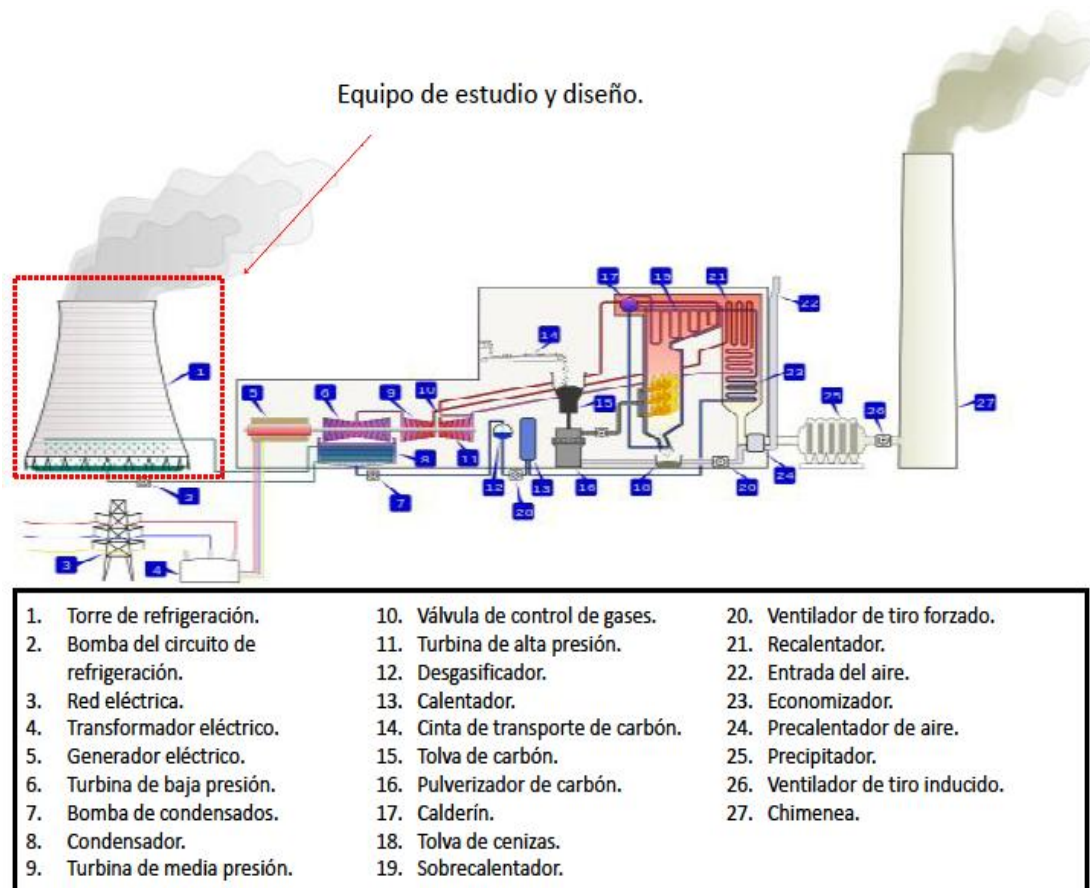


Figura 12: Esquema de una planta térmica de carbón.

En una primera visión general observamos los siguientes ciclos:

- Ciclo cerrado de potencia: a través de este ciclo el agua sufre transformaciones de temperatura y presión que repercuten en su estado, entalpía, entropía, densidad, etc. El agua (líquido o vapor) actúa de intermediario entregando la energía que le aporta el combustible a las turbinas que en última instancia producirán electricidad.
- Ciclo de refrigeración: se trata de un ciclo de agua (abierto o cerrado) que extrae calor del ciclo de potencia, en la condensación del vapor recién turbinado, y lo entrega al ambiente.
- Camino de aire (comburente) y carbón (combustible): en este caso no es un ciclo cerrado sino un itinerario en el que combustible y comburente interactúan en la

combustión produciendo la energía necesaria que calentará el agua del ciclo de potencia.

Tras la introducción de los distintos ciclos que conforman la central térmica y su mutua interacción de intercambio de energía, se procederá al análisis más detallado de cada uno de los anteriores.

Como se comentaba anteriormente el agua del ciclo de potencia entregará parte de la energía procedente de la combustión a las turbinas que transformarán la energía térmica en mecánica y, posteriormente, en energía eléctrica. En cada punto de este ciclo el agua nos interesará en unas determinadas condiciones que se controlarán con la presión y temperatura, fundamentalmente. Justo antes del turbinado nos interesa el agua en estado vapor con la mayor presión y temperatura posible dentro de las condiciones de operación recomendadas por los fabricantes de los distintos dispositivos. Después del turbinado nos interesa que el vapor haya entregado la mayor parte de energía en las turbinas, pues esta es la parte productiva del proceso, este hecho se traducirá en una disminución considerable de presión y temperatura del vapor durante el turbinado. Este vapor que ha cedido gran cantidad de energía en las turbinas solo se considera como un fluido térmico que necesita recuperar su estado de máxima energía dentro del ciclo mediante progresivos incrementos de presión y temperatura. El transporte del fluido térmico hacia la caldera se realiza mediante bombas hidráulicas a través de las cuales únicamente se permite el fluido en estado líquido (idealmente saturado), es aquí donde cobra vital importancia el condensador que produce un intercambio de calor entre el fluido del ciclo de refrigeración y el calor latente de la condensación del vapor recién turbinado. Por tanto, el agua en estado líquido ya puede ser bombeada a la caldera donde se volverá a evaporar de tal forma que recobre su estado de máxima energía para comenzar el ciclo nuevamente. Aunque la principal aportación de energía al fluido térmico del ciclo de potencia se realiza en la caldera, durante su transporte desde el condensador a la caldera, se irá calentando aprovechando calor residual del ciclo para conseguir mejorar su eficiencia (calentamiento regenerativo).

Del anterior párrafo podemos sacar dos conclusiones:

- Qué transformaciones sufre el agua y qué estado interesa en cada momento.
- El ciclo principal es el ciclo de potencia, mientras que los otros dos ciclos se ponen en servicio del anterior para que el agua presente las condiciones idóneas en cada punto del ciclo. El ciclo de potencia absorbe gran cantidad de calor del aire-combustible en la caldera mientras que cede parte de este calor absorbido al ciclo de refrigeración en el condensador. Posteriormente se reconocerán otros intercambios de calor secundarios que, si no son fundamentales, sí son muy importantes ya que provocan principalmente una mejora en la eficiencia de la central.

Como se adelantaba en la introducción, este capítulo cuenta con el anexo 1 (Ciclo Rankine), una visión termodinámica del ciclo de potencia que mejora su conocimiento y comprensión.

1.4 Componentes de una planta térmica de carbón.

Una vez comprendidos los distintos ciclos y su interacción, se procede con la explicación de las funciones de los dispositivos más notables de una central térmica de carbón.

1. CALDERA.

Se trata de un dispositivo fundamental de la planta ya que es en ella donde introducimos la energía de todo el proceso. En la caldera se produce la reacción exotérmica de combustión en la cual el carbón reacciona con el oxígeno del aire liberándose gran cantidad de energía, así como los productos de la combustión. El agua entra en la caldera en estado líquido (caliente) y sale de la misma en estado vapor (sobrecalentado), todo ello por el interior de unos tubos especialmente diseñados para la causa que soportan elevadas temperaturas y presiones y que conducen bien el calor. Dentro de la caldera se diferencian distintas partes donde se producen sucesivas fases de calentamiento de agua que circula por los tubos:

- Economizador: en él se produce el calentamiento del agua líquida necesario para llevarla a estado de líquido saturado elevando su temperatura.
- Haces vaporizadores: en él se produce el cambio de fase del agua pasando de líquido saturado a vapor saturado.
- Calderín: Es el elemento de la caldera encargado de separar el agua líquida del vapor. El agua líquida la recircula por los haces vaporizadores mientras que el vapor lo envía al sobrecalentador.
- Sobrecalentador: En él se calienta el vapor pasando así de vapor saturado a vapor sobrecalentado.
- Recalentador: Devuelve al vapor parte de la energía perdida tras pasar por la turbina de alta presión generando de nuevo vapor sobrecalentado, esta vez a una presión inferior.
- Precalentador: En él se produce el calentamiento del aire atmosférico (comburente) que entrará en la caldera a una temperatura superior a la del ambiente, elevándose la temperatura de la combustión resultando así una reacción más energética.

2. CHIMENEA.

Este dispositivo evacúa los productos de la combustión producida en la caldera. Son gases tóxicos cargados de CO₂, principalmente, por lo que suelen ser de gran altura para alejar al máximo de la tierra los perjuicios directos de estas emisiones. Además de CO₂ los gases de escape de las plantas térmicas de carbón portan sulfuros y NO_x que no se hayan conseguido depurar en procesos previos de limpieza de humos. A pesar de que pueda pensar que lo más conveniente es una temperatura baja de los humos de chimenea que querría decir que previamente se ha producido un intercambio de calor eficaz, hay que controlar que estos

humos no tengan una temperatura excesivamente baja para que no se produzca condensación de sulfuros en las proximidades de la instalación o estancamiento de los humos debido a una densidad excesiva.

3. DESULFURADOR.

La función de este equipo es la de retener los SO_x que hayan podido originarse a partir de la oxidación del azufre presente en el carbón. Como reactivo se emplea, normalmente caliza ya que el azufre tiene afinidad a reaccionar con este material formándose yeso, al que se le puede dar salida como materia prima en otras industrias o sulfatos de calcio, en función de cómo se produzca la reacción.

4. PRECIPITADOR ELECTROSTÁTICO.

Tiene como función separar las partículas de los gases de emisión para que estas no sean liberadas a la atmósfera. Se consigue mediante dos procesos que se van ejecutando alternativamente de modo que los gases de emisión se van liberando de estas partículas: proceso de carga y proceso de atracción. En primer lugar, mediante placas paralelas cargadas eléctricamente (polo positivo – polo negativo) se cargan electrostáticamente las partículas presentes en los gases de emisión adquiriendo así una polaridad y posteriormente estas partículas son atraídas hacia unas placas en las que se ha practicado la polaridad opuesta. No todas las partículas tienen la misma naturaleza y facilidad para ser cargadas por eso es necesario realizar este proceso de forma sucesiva para garantizar la emisión de unos gases libres de partículas. Será necesario limpiar las placas de forma periódica para impedir la saturación de partículas y que así se puedan retener nuevas partículas que de lo contrario se emitirían al exterior.

5. DESNITROGENADOR.

La función de este compartimento de la central es la de retener los NO_x formados a partir de la combustión (oxidación del nitrógeno presente en el aire atmosférico). La formación de este NO_x (térmico) se ve favorecida por las altas temperaturas, un tiempo elevado de residencia y elevada turbulencia en la caldera. Las anteriores circunstancias son las que exige una combustión completa que favorece la ausencia de inquemados y, por tanto, el buen rendimiento de combustión. Por tanto, habrá que establecer un compromiso para que la combustión completa, no emita NO_x de forma descontrolada. No obstante, si las circunstancias tecnológicas y económicas no permiten alcanzar unos niveles de NO_x emitidos aceptables se procede con su eliminación postcombustión de los gases de salida mediante reducción selectiva catalítica (SCR) o reducción selectiva no catalítica (SNCR) en la que el

NO_x se reduce a N_2 (la emisión de N_2 no representa ningún problema ya que forma la mayor parte del aire atmosférico).

6. TURBINAS DE VAPOR.

Este equipo se encarga de transformar la energía termodinámica que contiene el vapor en energía mecánica rotatoria, prueba de ello es la diferencia de energía en el fluido entre la entrada y salida a la turbina (variación de entalpías). Cuando el vapor vivo se expande en la turbina produce el giro de los álabes móviles de la misma, tal esfuerzo le hace salir con menos energía, vapor muerto. Normalmente se agrupan en tres bloques: turbinas de alta, media y baja presión, produciéndose extracciones entre las mismas de tal modo que la cantidad de fluido turbinado en la de alta es superior al de las turbinas sucesivas. A pesar de las simplificaciones que se puedan hacer, el rendimiento de las turbinas reales no es del 100%, es decir, no toda la energía que cede el fluido es transformada en energía mecánica rotatoria.

7. CONDENSADOR.

Es el equipo en el que el vapor recién turbinado cede el calor necesario para condensarse y así poder ser bombeado nuevamente a la caldera. A costa de esta condensación del vapor del ciclo de potencia, se calentará el líquido del ciclo refrigerante que, no obstante, tendrá que volver a ser enfriado (circuito refrigerante cerrado) o repuesto (circuito refrigerante abierto).

8. TORRE DE REFRIGERACIÓN.

Es el elemento encargado de disipar al ambiente el calor que el ciclo de potencia le transfiere al ciclo de refrigeración. Es la base de estudio de este trabajo, por tanto, una explicación más intensiva se desarrollará en los capítulos 3 y 4.

9. FEEDWATER HEATERS (FWH).

Presentes en ciclos de potencia regenerativos (Anexo 1) su función es producir la interacción entre el agua condensada y el vapor procedente de las extracciones de tal modo que el agua condensada, en su camino a la caldera, vaya incrementando su temperatura absorbiendo el calor que cede el vapor de la extracción para condensarse (calentamiento regenerativo). De este modo se consigue reducir la exigencia de operación de la caldera ya que el agua que tiene que evaporar y sobrecalentar ya entra a una temperatura elevada y la exigencia del condensador ya que le llegará menos vapor del ciclo de potencia para ser condensado.

El contacto entre ambas corrientes se puede producir de forma directa, dando lugar a los FWH abiertos o, de lo contrario, puede ser que el contacto no sea directo dando lugar a los FWH cerrados. Tiene que quedar claro que siempre que se produzca la interacción física de dos fluidos en un mismo compartimento, las presiones de entrada en el mismo deben ser iguales.

El FWH cerrado es un intercambiador tubo-carcasa en el que el agua a calentar fluye por los tubos (en forma de U) mientras que el vapor que se condensa lo hace por la carcasa. Dentro de este equipo y en el caso más general se pueden distinguir tres compartimentos en función del proceso térmico que se produce:

- Desobrecalentador (DSH): En este compartimento el vapor sobrecalentado de la extracción entra por la toma de entrada en la carcasa del FWH y se desobrecalienta llegando a saturación. En realidad no se llega justo a saturación sino que existe un sobrecalentamiento residual diseñado para proteger los tubos del DSH de una posible condensación que los dañaría.
- Condensador (C): En este compartimento el vapor que procede del DSH y que está prácticamente saturado, se condensa. No obstante, en este compartimento se deberá producir el desobrecalentamiento residual que se comentaba anteriormente. Además, también puede recibir mezcla líquido-vapor, en estado de saturación, procedente de otro FWH con la condición de que tenga la misma presión que la de la extracción, para lo que se emplean válvulas y bombas.
- Subenfriador (DC): En este compartimento se subenfria el líquido saturado que sale del condensador y se expulsa por la toma de salida de la carcasa del FWH.

Aunque anteriormente se ha explicado la distribución de un FWH general, no siempre dispondrá de todos los compartimentos que se han mencionado. En el caso de los FWH de baja presión a menudo el vapor de la extracción entra en el FWH ya saturado, por tanto, no será necesario su desobrecalentamiento (DSH).

Se entiende que si el vapor sobrecalentado que entra en la carcasa se va enfriando saliendo de la misma como líquido subenfriado es porque el agua que fluye por el interior de los tubos se va calentando, absorbiendo el calor que le cede el vapor de la carcasa durante su enfriamiento.

10. GENERADOR.

Elemento que acoplado a la turbina, gira solidario a la misma y, aprovechando el efecto electromagnético, transforma la energía mecánica de rotación en energía eléctrica produciendo corriente de elevado amperaje y media tensión.

11. TRANSFORMADOR.

Como su propio nombre indica, este dispositivo tiene la función de transformar la electricidad generada en media tensión en electricidad de alta tensión para reducir al máximo las pérdidas en su transporte por la red eléctrica.

12. LINEAS DE TRANSPORTE DE CORRIENTE ELÉCTRICA.

Integradas por cables que soportan altas tensiones, distribuyen la energía generada en la central a los puntos de consumo. Hay que destacar que en la central térmica no se almacena energía eléctrica sino que toda la energía generada debe ser distribuida.

13. BOMBAS DE IMPULSIÓN.

Las bombas son turbomáquinas que producen un salto de presión en un líquido, en este caso agua. El salto de presión conlleva un consumo de energía eléctrica, obviamente mucha menos que la energía que se extrae de las turbinas ya que si no la central térmica consumiría potencia en lugar de generarla.

En el caso de las centrales térmicas se emplean bombas rotodinámicas en las que el giro de unos álabes transmiten de forma adecuada cantidad de movimiento al fluido que tiene como resultado un incremento de su presión. Característica fundamental de este tipo de bombas es que genera un flujo continuo de fluido, ideal en la aplicación de centrales térmicas. Como ya ocurría en las turbinas, el rendimiento de las bombas no es del 100%, lo que implica que es necesario aportar una potencia eléctrica superior a la potencia que requiere el salto de presiones que demanda el proceso.

14. DESGASIFICADOR.

Dispositivo que permite desalojar los gases disueltos del condensado a la vez que este se calienta de camino a la caldera. Principalmente se desaloja el oxígeno que haya podido penetrar en alguna zona del ciclo de potencia en la se produzcan presiones inferiores a la atmosférica, fundamentalmente en el condensador. Este oxígeno disuelto resulta corrosivo para los elementos de la central sobre todo a las elevadas temperaturas producidas en la caldera.

El desaireador es un FWH abierto donde la corriente de agua líquida (portadora de oxígeno disuelto) entra en contacto con el vapor extraído de la turbina de tal modo que el agua cargada de oxígeno eleva su temperatura y, consecuentemente, la solubilidad del oxígeno en el agua disminuye separándose de esta. Para favorecer la transferencia de calor entre el vapor y el agua se toman las siguientes medidas:

- Pulverizar el agua que se desea enfriar para que aumente la superficie de contacto en la que se produce el intercambio de calor.

- Incorporar unas bandejas para ralentizar la caída del agua pulverizada de tal modo que se aumente el tiempo de transferencia de calor.

Una vez separado el oxígeno del agua, este será eliminado del ciclo mediante una válvula de purga por la que además de salir aire se produce un arrastre inevitable de agua que deberá ser considerado para su reposición.

15. TUBERÍAS.

Aunque no se tendrán en cuenta en este estudio es un elemento fundamental ya que a través de ellas se lleva el fluido de un dispositivo a otro. El estudio que se afronta en este trabajo considera que las propiedades del fluido no varían de la salida de un dispositivo a la entrada del siguiente siendo esto una hipótesis simplificativa pero falsa. El flujo de agua a través de las tuberías conlleva pérdidas de carga y de calor por lo que el diseño de las tuberías en una central térmica (materiales, sección, grosor de pared, aislantes...), así como la elección del lugar por el que discurren son muy importantes. Pero no solo hay que diseñarlas atendiendo a criterios energéticos sino también a criterios de mantenimiento como son la resistencia a la oxidación y a la radiación solar y el comportamiento a elevadas temperaturas y presiones.

16. TOLVA DE CARBÓN.

Elemento que acumula el carbón que le llega de las cintas transportadoras y que está a la espera de ser quemado en la caldera.

17. CINTA TRANSPORTADORA DE CARBÓN.

Elemento que transporta el carbón desde el parque donde se acumula en grandes cantidades a la tolva de carbón, donde se acumula en cantidades inferiores.

18. PULVERIZADOR DE CARBÓN.

Con el fin de mejorar la combustión el carbón antes de ser quemado debe ser pulverizado para incrementar la superficie de reacción del mismo y, por tanto, sus condiciones como combustible.

19. VENTILADORES (caldera y chimenea).

Dispositivos encargados de generar altas presiones o bajas presiones en el flujo de aire para dirigirlo a una u otra zona. El ventilador presente en la caldera es de tiro forzado lo cual implica que mediante un incremento de presión impulsa el aire hacia otras zonas, sin embargo, el ventilador presente en la chimenea es de tiro inducido lo cual implica que mediante la generación de bajas presiones absorbe el aire hacia él generando en definitiva un movimiento de aire. El ventilador de la caldera impulsa el aire para que este pase por las diferentes zonas de la misma transmitiendo calor a los tubos, mientras que el ventilador de la chimenea absorbe los gases que resultan de la combustión para favorecer su evacuación por la chimenea.

20. TOLVA DE CENIZAS.

Las partículas que son retenidas por las placas del precipitador electrostático deben ser evacuadas de las mismas para que no se acumulen y puedan seguir desempeñando su función. El método de evacuación es la agitación de modo que las partículas caen en la tolva de cenizas donde se pueden acumular sin problema hasta que se realice su limpieza periódica.

21. OTROS ELEMENTOS.

Además de los elementos previamente mencionados existen otros elementos de gran importancia que se ocupan de la medición y control de las propiedades del fluido así como de la prevención de riesgos en la central térmica. Es el caso de válvulas, manómetros, termómetros, vasos de expansión, tanques de almacenamiento, aislantes térmicos...

La siguiente figura muestra imágenes reales de los equipos más frecuentes en una central térmica de carbón:



Figura 13: Equipos presentes en una central térmica de carbón.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DE LA PLANTA TÉRMICA DE ESTUDIO

Contenido

- ✓ 2.1 - Descripción de la planta térmica de estudio.
 - ✓ 2.2 - Resultados obtenidos.
-

Introducción.

En este capítulo se va a particularizar los conocimientos adquiridos en el capítulo anterior ya que se va a diseñar el ciclo de potencia de una central térmica de carbón concreta.

Para diseñar la refrigeración de una central térmica primero se debe disponer de los datos termodinámicos del fluido térmico que recorre la instalación y, más concretamente, de la evolución que sufre el fluido térmico en el condensador, dispositivo en el que interactúan el ciclo de potencia y el ciclo de refrigeración. Para la disposición de estos datos no era necesario el diseño del ciclo de potencia de forma íntegra sino que se podría haber tomado el dato del calor desalojado del ciclo de la literatura disponible. Sin embargo, se ha considerado este capítulo como una buena oportunidad para que el lector adquiriera un conocimiento básico del diseño de ciclos de potencia basados en turbina de vapor ya que puede resultarle útil para futuros trabajos.

En el apartado 2.1 se realizará una explicación completa de la central térmica de estudio escogida, mientras que en el apartado 2.2 se mostrarán y comentarán los resultados obtenidos mediante el diseño del ciclo de potencia cuyo método y desarrollo vienen incluidos en el anexo 3 (Diseño del ciclo de potencia). Además, este capítulo incorpora el anexo 4 (Validación de la central) donde aparecen los cálculos de emisiones de la central que dan validez a su diseño.

2.1 Descripción de la planta térmica de estudio.

La central térmica de estudio escogida responde a una configuración aproximada al Grupo I de la Central Térmica de carbón de La Robla (León) de 270 MW de potencia nominal. El motivo de la elección de esta configuración para la central de estudio es que, resultando ser una central suficientemente representativa, es la central de la que se ha dispuesto de las especificaciones necesarias para proceder al diseño y cálculo de su ciclo de potencia. La información necesaria para este apartado ha sido obtenida del Proyecto de fin de Carrera de Sergio Mier Santiso [35] que realiza un estudio de La Central Térmica de La Robla – Grupo I, no obstante, la central térmica de estudio del presente trabajo no es exactamente la misma que la que se encuentra en la anterior referencia aunque los resultados obtenidos en el apartado 2.2 deberían ser comparables, al menos en orden de magnitud.

La siguiente imagen ilustra el diagrama del ciclo diseñado:

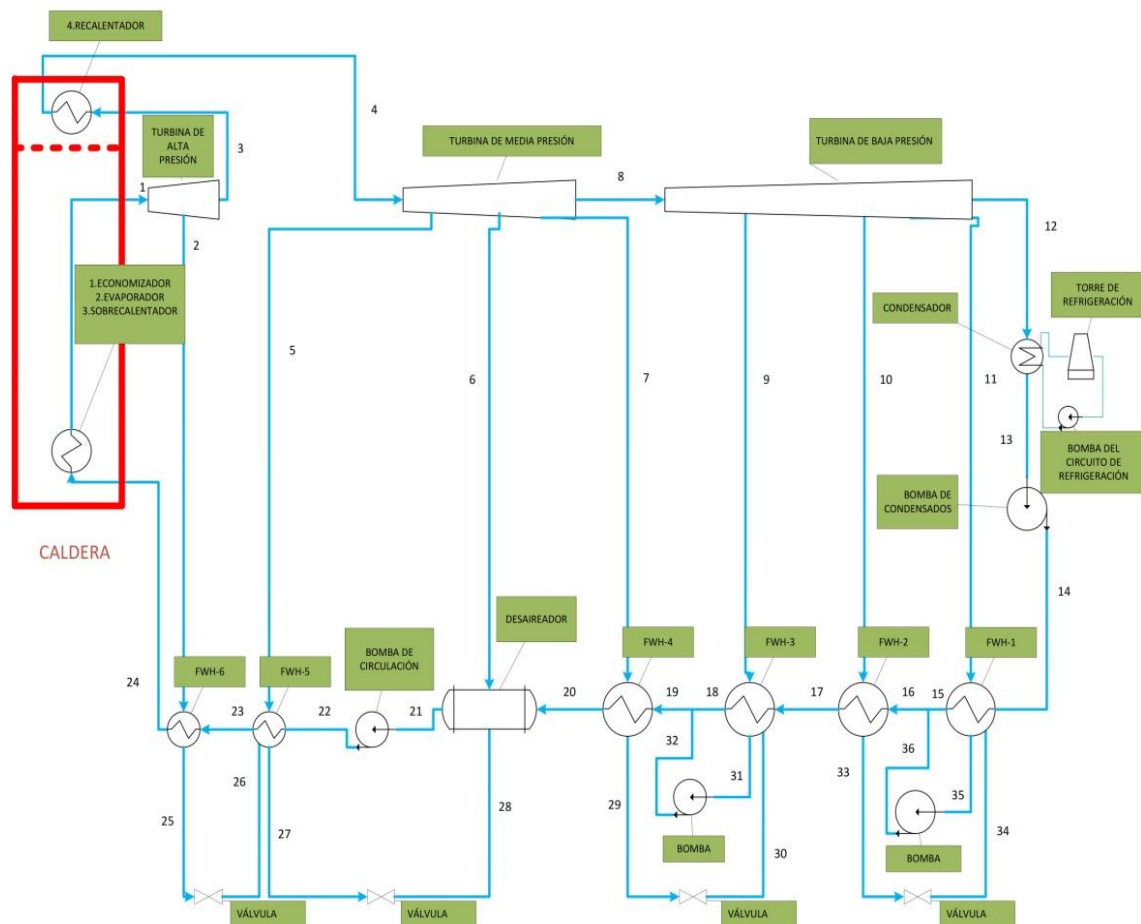


Figura 14: Diagrama de la central térmica de estudio.

Como se aprecia en la anterior imagen y haciendo uso de lo explicado en el anexo 1 la central de estudio emplea un ciclo Rankine con sobrecalentamiento, recalentamiento y calentamiento regenerativo. El calentamiento regenerativo se lleva a cabo mediante siete FWH de los cuales seis son cerrados y uno es abierto, el desaireador. Los FWH ponen en

contacto la corriente de agua condensada que es reconducida hacia la caldera desde el condensador con las sucesivas extracciones de vapor que se realizan en las turbinas. El diagrama anterior también muestra el ciclo de refrigeración que interactúa con el ciclo de potencia en el condensador y emplea una o varias torres de refrigeración para disipar parte del calor del ciclo en el ambiente. Las bombas tienen una doble función: inducir un flujo continuo en el fluido térmico y, al igual que las válvulas, aportar al fluido la presión adecuada en cada punto del ciclo.

En la caldera de la central se quema el combustible que muestra la siguiente tabla:

Combustible: carbón -Antracita	
%C	92,87%
%H	3,57%
%N	1,13%
%O	1,03%
%S	1,39%
%humedad	12,06%
%cenizas	8,17%
PCI(MJ/kg)	33,41 MJ/kg

Tabla 1: Propiedades del combustible de diseño.

2.2 Resultados obtenidos.

Con el método expuesto y enteramente desarrollado en el anexo 3 para la central térmica de carbón de estudio, estas han sido las propiedades termodinámicas obtenidas para los distintos puntos considerados según el diagrama de la figura 14:

	P (bar)	T (K)	T (°C)	T. sat (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	Estado	Xv(%)
Punto 1	160	811	537,85	620,505	3406	6,442	vapor	*
Punto 2	100	728,5	455,35	584,147	3257	6,442	vapor	*
Punto 3	30	551,71	278,56	507,003	2939	6,442	vapor	*
Punto 4	30	811	537,85	507,003	3542	7,343	vapor	*
Punto 5	20	742,06	468,91	485,527	3400	7,343	vapor	*
Punto 6	9,3	624,711	351,561	449,899	3163	7,343	vapor	*
Punto 7 y 8	7	585,28	312,13	438,096	3085	7,343	vapor	*
Punto 9	5	541,343	268,193	424,981	2999	7,343	vapor	*
Punto 10	3	480,173	207,023	406,672	2880	7,343	vapor	*
Punto 11	2	436,191	163,041	393,36	2796	7,343	vapor	*
Punto 12	0,1	318,956	45,806	318,956	2327	7,343	mezcla	0,893
Punto 13	0,1	318,956	45,806	318,956	191,806	0,649	liq. Sat	0
Punto 14	9,3	318,987	45,837	449,899	192,735	0,649	líquido	*
Punto 15	9,3	351,492	78,342	449,899	328,761	1,055	líquido	*
Punto 16	9,3	354,907	81,757	449,899	343,087	1,096	líquido	*
Punto 17	9,3	369,907	96,757	449,899	406,13	1,27	líquido	*
Punto 18	9,3	382,499	109,349	449,899	459,235	1,411	líquido	*
Punto 19	9,3	384,899	111,749	449,899	469,381	1,437	líquido	*
Punto 20	9,3	404,899	131,749	449,899	554,282	1,652	líquido	*
Punto 21	9,3	449,899	176,749	449,899	748,716	2,108	líquido	0
Punto 22	160	451,932	178,782	620,505	765,568	2,108	líquido	*
Punto 23	160	496,505	223,355	620,505	962,955	2,524	líquido	*
Punto 24	160	540,505	267,355	620,505	1170	2,923	líquido	*
Punto 25	100	584,147	310,997	584,147	1408	3,361	liq.sat	0
Punto 26	20	485,527	212,377	485,527	1408	3,476	mezcla	0,264
Punto 27	20	485,527	212,377	485,527	908,498	2,447	liq.sat	0
Punto 28	9,3	449,899	176,749	449,899	908,498	2,463	mezcla	0,079
Punto 29	7	438,096	164,946	438,096	697,002	1,992	liq.sat	0
Punto 30	5	424,981	151,831	424,981	697,002	1,994	mezcla	0,027
Punto 31	5	424,981	151,831	424,981	640,085	1,86	liq.sat	0
Punto 32	9,3	425,029	151,879	449,899	640,555	1,86	líquido	*
Punto 33	3	406,672	133,522	406,672	561,427	1,672	liq.sat	0
Punto 34	2	393,36	120,21	393,36	561,427	1,674	mezcla	0,026
Punto 35	2	393,36	120,21	393,36	504,704	1,53	liq.sat	0
Punto 36	9,3	393,422	120,272	449,899	505,478	1,53	líquido	*

Tabla 2: Propiedades termodinámicas del ciclo de potencia.

Leyenda:

- P: presión.
- T: temperatura.
- T.sat: temperatura de saturación.
- h: entalpía específica.
- s: entropía específica.
- x_v (%): título de vapor de la mezcla.

Nota: Aunque en el diagrama los puntos 7 y 8 poseen distinta numeración, en realidad tienen las mismas propiedades, es decir, son el mismo punto termodinámico.

Nota: Si la temperatura del agua coincide con su temperatura de saturación, el agua encuentra en estado de mezcla (líquido + vapor) y tiene sentido hablar del título de vapor.

También se pueden observar todos los puntos termodinámicos del ciclo obtenido sobre un diagrama T-s del agua de una forma mucho más global y concluyente:

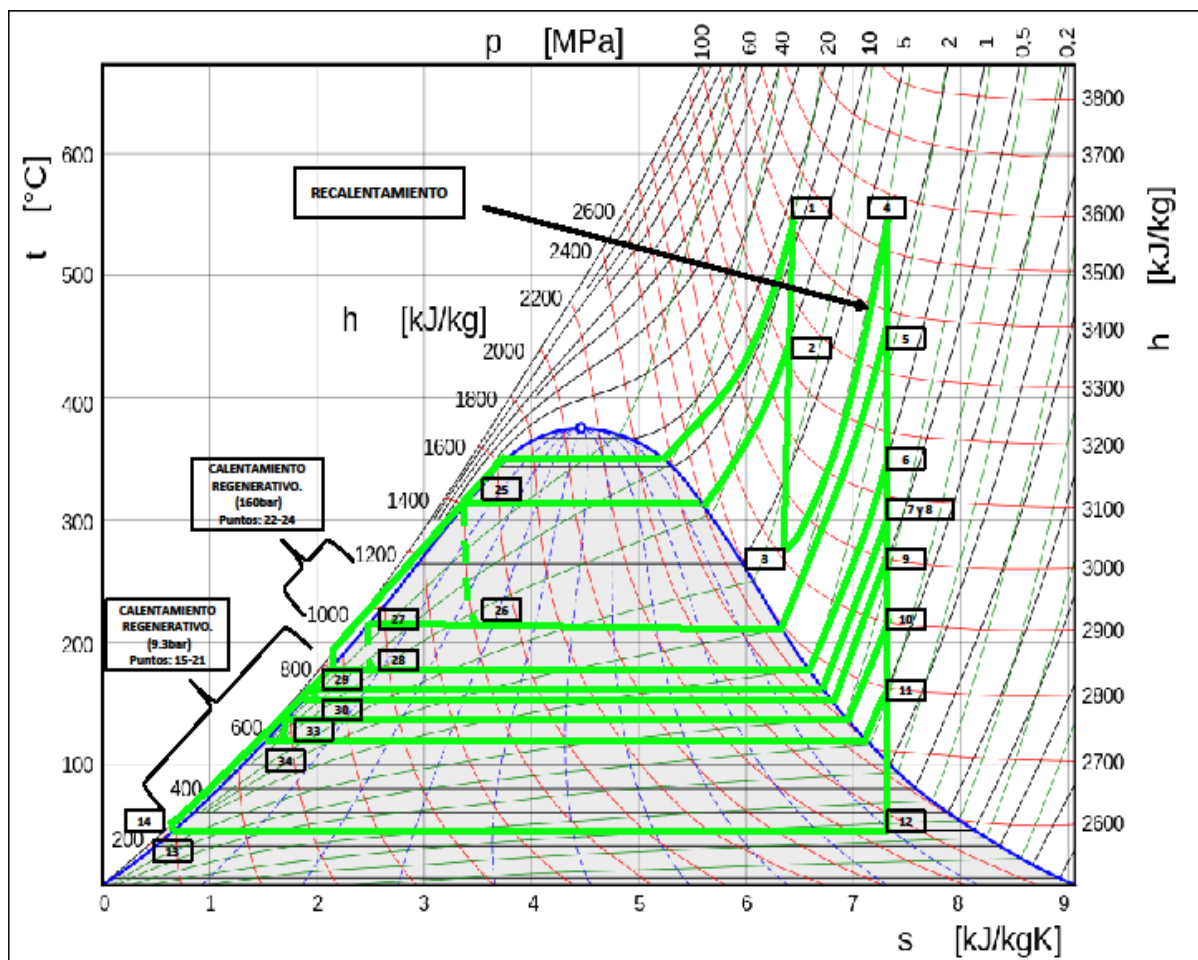


Figura 15: Ciclo diseñado sobre diagrama T-s del agua.

Nota: No se han representado los drenajes hacia adelante para evitar una acumulación de puntos que entorpezca la visibilidad. Estarían situados en la zona del calentamiento regenerativo de baja presión (9.3 bar). Puntos: 31, 32, 35 y 36.

A continuación se muestra la variación de la entalpía específica durante el turbinado, que da una idea de la cantidad de energía extraída del fluido en cada etapa.

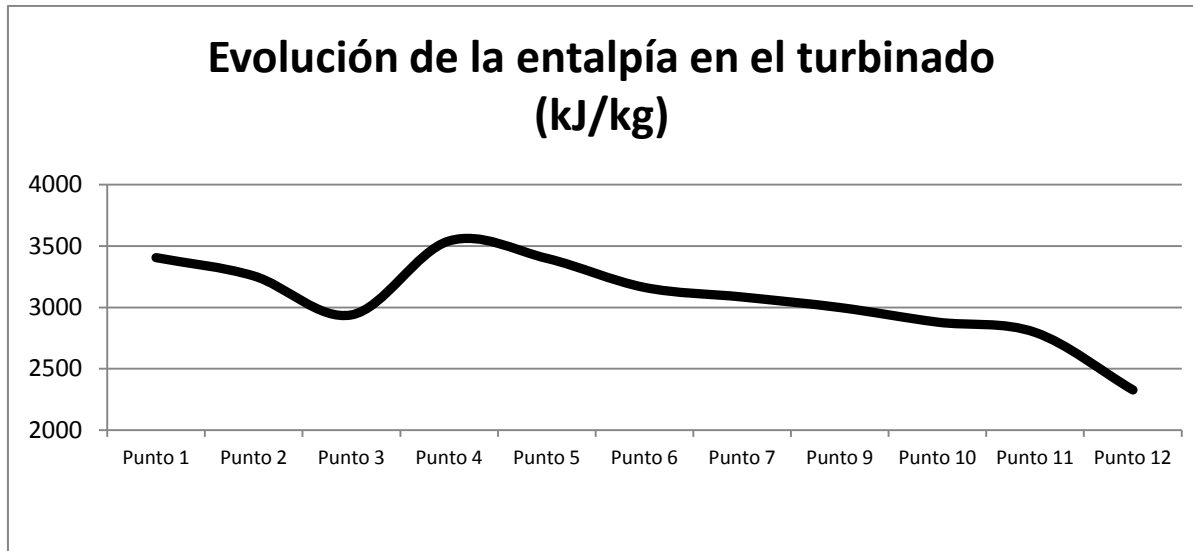


Figura 16: Evolución de la entalpía del agua en el turbinado.

Nota: recordar que el punto 7 y 8 son el mismo punto termodinámico por lo que solo se representa el punto 7 en la figura anterior.

Como se puede apreciar, en cada etapa del turbinado la entalpía específica del fluido va disminuyendo ya que es energía que el fluido cede para producir trabajo sobre los álabes de la turbina y de este modo generar potencia eléctrica. Entre el punto 3 y el punto 4 se observa un incremento de entalpía, que encuentra su explicación en que la etapa entre estos puntos no es un turbinado sino un recalentamiento que le hace recuperar energía para continuar ejerciendo trabajo sobre las turbinas sucesivas.

Otra gráfica que merece la pena analizar es la evolución de la temperatura durante el calentamiento regenerativo del agua de alimentación que es recirculada desde el condensado hasta la caldera.

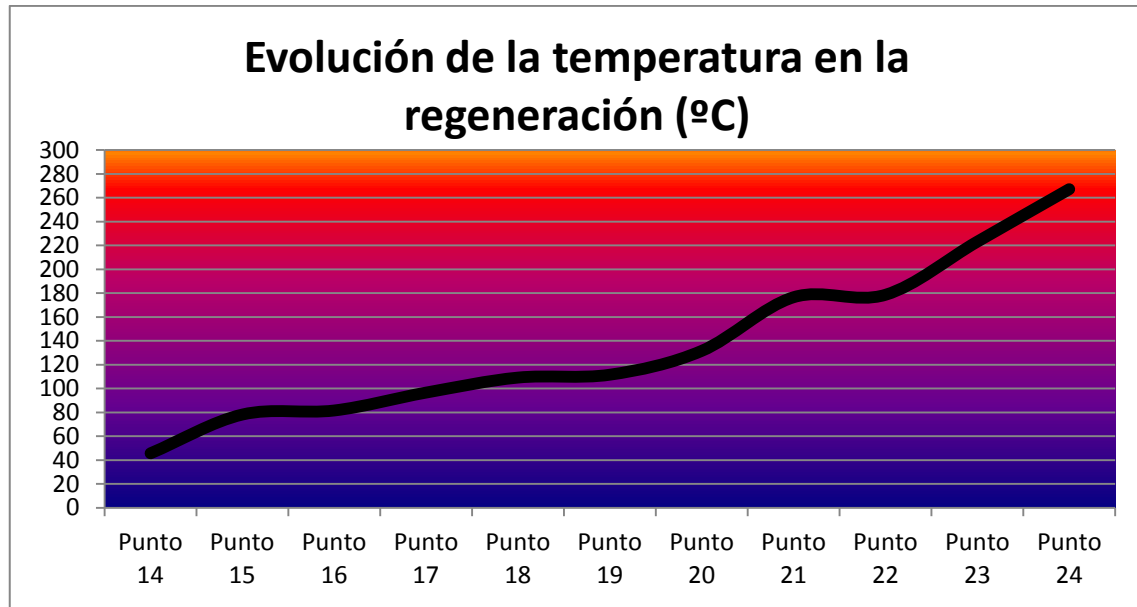


Figura 17: Evolución de la temperatura en el calentamiento regenerativo.

Con el calentamiento regenerativo se consigue elevar la temperatura del agua unos 220°C. Como ya se apuntó este calor se ahorra en la quema de combustible producida en la caldera, sin embargo, es un ahorro producido en contra del turbinado, ya que el vapor extraído no produce potencia en los siguientes escalones de turbina. Por tanto, el diseño del calentamiento regenerativo responderá a un compromiso entre ambos intereses.

Con las propiedades especificadas en la anterior tabla, el gasto másico total de vapor generado y las extracciones de cada turbina se pueden calcular los siguientes datos de interés:

RENDIMIENTOS

A diferencia de otras variables que se pueden obtener del cálculo del ciclo, el rendimiento no es una variable física sino un indicador artificial que permite cuantificar y, por tanto, comparar y evaluar la eficiencia en la producción de las centrales generadoras. Antes de definir numéricamente los rendimientos obtenidos conviene realizar una breve descripción de los diferentes rendimientos considerados en los cálculos.

1. Rendimiento de Carnot.

El rendimiento de Carnot es el rendimiento más intuitivo y fácil de calcular. Hace referencia a la diferencia de temperaturas de captación y cesión de calor en la caldera y condensador, respectivamente. En realidad se toma la temperatura de captación y cesión de calor en el cambio de fase del agua, es decir, las temperaturas de saturación en la caldera (evaporación) y condensador (condensación). Puesto que no considera más que dichas temperaturas, dicho rendimiento no tiene en cuenta las pérdidas exergéticas que se producen

en el resto de la planta, por tanto, se trata de un rendimiento ideal que limita superiormente el valor de los rendimientos que reflejan mejor la realidad. Por tanto, sea como sea el nivel de aproximación a la realidad, el rendimiento calculado en la planta será menor que el rendimiento de Carnot.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{evap}}}$$

2. Rendimiento térmico del ciclo.

Se trata de la relación de potencia extraída del ciclo mediante la turbomaquinaria respecto a la potencia introducida en el ciclo mediante la caldera. Aunque este rendimiento está más próximo al rendimiento real de la central continúa siendo demasiado ideal debido principalmente a que las compresiones y descompresiones producidas por el fluido térmico en las turbomáquinas están sujetas a la hipótesis de proceso isoentrópico (sin pérdidas exergéticas) lo cual es una hipótesis tan ideal como irreal.

$$H_{\text{térmico}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbinas}} - \dot{W}_{\text{bombas}}}{\dot{Q}_{\text{caldera}}}$$

3. Rendimiento aproximado del ciclo:

Aunque el rendimiento del ciclo descrito anteriormente si tiene en cuenta algunas pérdidas exergéticas, aun sigue siendo demasiado ideal. Este rendimiento aproximado del ciclo tendrá en cuenta los rendimientos isoentrópicos de la turbomaquinaria. Como aproximación se ha estimado un rendimiento isoentrópico para todas las bombas y turbinas del ciclo de un 75%. El rendimiento aproximado del ciclo pretende deshacer la idealidad de la hipótesis de compresiones y descompresiones isoentrópicas ya que esta hipótesis desvirtúa los resultados obtenidos porque en realidad las bombas gastan más energía y las turbinas extraen menos energía que lo que sugiere esta hipótesis simplificativa. Aunque este rendimiento se aproxima más a la realidad aun estamos muy lejos de la misma ya que otras muchas pérdidas de calor no se están considerando: pérdidas de calor en los FWH, pérdidas de calor en la caldera, pérdidas de calor los conductos, etc. Por tanto, la consideración del rendimiento aproximado del ciclo es útil para estimar órdenes de magnitud pero todavía existen discrepancias con la realidad.

Los rendimientos obtenidos para este ciclo han sido:

- Rendimiento de Carnot: $\eta_{\text{Carnot}} = 48.60\%$
- Rendimiento térmico del ciclo: $\eta_{\text{térmico}} = 47.91\%$
- Rendimiento aproximado del ciclo: $\eta_{\text{aproximado}} = 35.56\%$

Nota: El rendimiento real de la central correspondería a la relación de la potencia real extraída del ciclo entre la potencia introducida mediante el combustible, considerando el dato

del poder calorífico y el ritmo de combustión del mismo. Dicho rendimiento no se puede calcular a priori sino que habría que tomar mediciones sobre la central durante su operación.

POTENCIAS

Se ha considerado un total de 250 kg/s de vapor generado en la caldera y las siguientes extracciones realizadas durante el turbinado:

- Primera extracción: 11.18% de vapor.
- Segunda extracción: 5.68% de vapor.
- Tercera extracción: 5.164% de vapor.
- Cuarta extracción: 2.77% de vapor.
- Quinta extracción: 1.59% de vapor.
- Sexta extracción: 2.00% de vapor.
- Séptima extracción: 3.97% de vapor.

Con los anteriores gastos másicos de agua éstas han sido las potencias obtenidas:

- Potencia calorífica aportada al ciclo en la caldera: $Q_{\text{caldera}}=925.94 \text{ MW}$.
- Potencia calorífica desalojada del ciclo en el condensador: $Q_{\text{condensador}}=361.07 \text{ MW}$.
- Potencia extraída del ciclo en las turbinas (aplicando rendimiento isoentrópico): $W_{\text{turbinas}}=252.36 \text{ MW}$
- Potencia aportada al ciclo con las bombas (aplicando rendimiento isoentrópico): $W_{\text{bombas}}=5.85 \text{ MW}$
- Potencia neta del ciclo (aplicando rendimiento isoentrópico de turbomáquinas): $W_{\text{ciclo}}=246.51 \text{ MW}$.

Importante: El dato que será necesario para el trabajo posterior de diseño de la refrigeración de la central térmica en cuestión es:

Potencia calorífica desalojada del ciclo en el condensador

$$Q_{\text{condensador}} = 361.07 \text{ MW}$$

Los órdenes de magnitud del resto de datos en comparación con la operación real de las centrales térmicas de carbón, junto a la validación de la central diseñada mediante el control de sus emisiones (Anexo 4) dan crédito de la veracidad del valor anterior obtenido.

CAPÍTULO 3

REFRIGERACIÓN EN PLANTAS DE POTENCIA

Contenido

- ✓ 3.1 - Tipos de enfriamiento.
 - ✓ 3.2 - Tipos de torres de refrigeración.
 - ✓ 3.3 - Equipamiento presente en una torre de refrigeración.
 - ✓ 3.4 - Precauciones en el diseño de torres de refrigeración.
-

Introducción.

En capítulos anteriores se ha hecho una revisión de las centrales térmicas de carbón, repasando las nociones básicas del arte y diseñando el ciclo de potencia de una planta térmica de carbón concreta. Ahora estamos en disposición de ir aproximándonos al objeto de estudio de este proyecto: la refrigeración de plantas térmicas de carbón mediante torres de refrigeración.

Antes de meternos de lleno en el diseño de los distintos sistemas de refrigeración industrial en el capítulo 4, conviene señalar conceptos teóricos relativos a la refrigeración y, más concretamente, las torres de refrigeración con el fin de predisponer al lector con las mejores condiciones para la comprensión del próximo capítulo.

En el apartado 3.1 se analizarán los dos tipos principales de transferencia de calor en las torres de refrigeración, posteriormente en el apartado 3.2 se explicarán los tipos de torres existentes en la actualidad. El apartado 3.3 documenta los distintos elementos que componen una torre, lo cual es importante para entender el mecanismo de transferencia de calor y evolución de los fluidos en su paso por las torres. El capítulo lo cierra el apartado 3.4 con una breve reseña de los problemas que pueden aparecer en las torres de refrigeración y que, por tanto, deben ser considerados en su diseño.

3.1 Tipos de enfriamiento.

Para poder entender el funcionamiento de las torres de refrigeración y un criterio fundamental en la clasificación de las mismas, es necesario entender los dos tipos fundamentales de enfriamiento: el enfriamiento solo aire (o seco) y el enfriamiento evaporativo.

En ambos casos el enfriamiento del agua del ciclo de refrigeración se realiza mediante aire. Sin embargo, la diferencia existente entre ambos es que mientras el enfriamiento evaporativo pone en contacto directo el agua con el aire, el enfriamiento seco no permite dicho contacto.

El contacto directo aire-agua producido en el enfriamiento evaporativo produce que el agua caliente no solo le ceda calor al aire sino que además le cede una fracción de su masa, con el consecuente calor de evaporación que necesita el agua líquida para pasar a formar parte del vapor del aire, de modo que el aire ambiental no solo incrementa su temperatura sino que también incrementa su humedad. Por tanto, en el enfriamiento evaporativo el calor total que el aire logra desalojar del agua del ciclo de refrigeración tiene dos componentes: calor sensible (incremento de temperatura del aire) + calor latente (incremento de humedad del aire).

La ausencia de contacto directo entre el agua del ciclo de refrigeración y el aire atmosférico en el enfriamiento seco produce que el agua no pueda cederle parte de su masa al aire de tal modo que la componente más importante de la transferencia de calor (calor latente) no se produce y el aire solamente incrementa su temperatura (calor sensible) pero no su humedad.

Para cuantificar la diferencia entre el enfriamiento seco y el evaporativo se hará uso del diagrama psicométrico del aire que, al fin y al cabo, es el medio que disipa el calor. El diagrama psicométrico permite el conocimiento de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, relación de humedades, entalpía específica y densidad del aire atmosférico (aire seco + humedad) mediante la disposición de solo dos de las propiedades anteriores y la presión a la que se encuentra el aire.

La siguiente imagen plasma sobre el diagrama psicométrico la evolución del aire a medida que el agua de refrigeración le cede calor y/o masa.

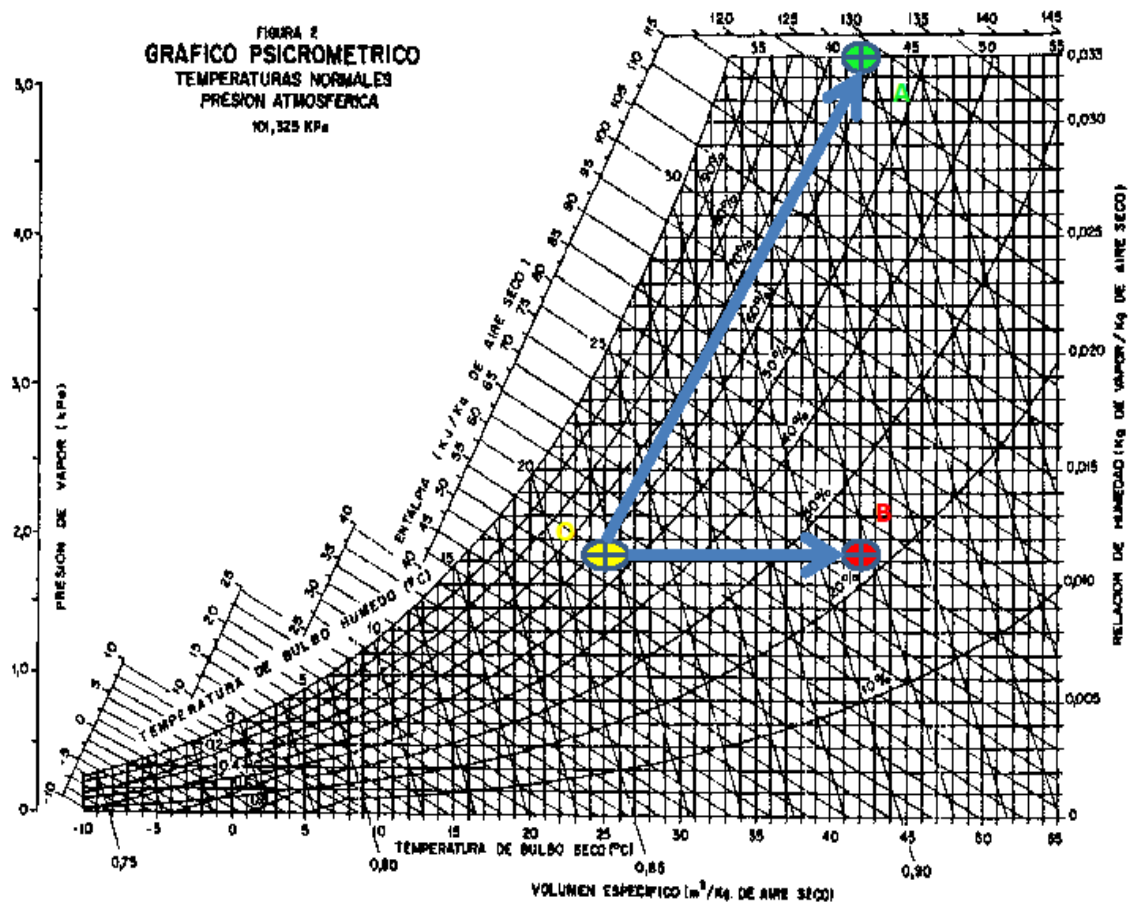


Figura 18: Tipos de enfriamiento sobre diagrama psicrométrico del aire.

➤ La evolución (O → A) del aire responde a un enfriamiento evaporativo del agua: el aire al recibir calor sensible y calor latente por parte del agua de refrigeración, incrementa su temperatura seca y humedad hasta el 100% (aire saturado).

➤ La evolución (O → B) del aire responde a un enfriamiento seco del agua: el aire al recibir únicamente calor sensible por parte del agua de refrigeración, incrementa únicamente su temperatura seca.

La propiedad del aire que cuantifica la energía que tiene el aire en unas determinadas condiciones es la entalpía específica “h” que tiene en cuenta no solo la temperatura seca del aire sino también su humedad. Con esta idea se va a cuantificar la cantidad de calor transferida mediante ambos procesos:

- Entalpía específica punto O (estado original del aire): 54 kJ/kg.
- Entalpía específica del punto A (estado final del aire tras enfriamiento evaporativo del agua): 128 kJ/kg.

- Entalpía específica del punto B (estado final del aire tras enfriamiento seco del agua): 72.5 kJ/kg.
- Enfriamiento evaporativo (OA): $Q_{OA} = (128 - 54) \text{ kJ/kg} = 74 \text{ kJ/kg}$.
- Enfriamiento seco (OB): $Q_{OB} = (72.5 - 54) \text{ kJ/kg} = 18.5 \text{ kJ/kg}$.

En este caso particular, la transferencia de calor mediante enfriamiento evaporativo es 4 veces mayor que la transferencia de calor mediante enfriamiento seco. Nótese que $Q_{OA} = Q_{OB} + Q_{BA}$ (de 4 partes del calor total transferido en este enfriamiento evaporativo 3 partes se corresponden con calor latente y 1 parte se corresponde con calor sensible).

Generalizando el caso anterior, queda demostrado que el enfriamiento evaporativo es más eficaz que el enfriamiento seco.

Pero además existe otra diferencia muy importante entre ambos tipos de transferencia de calor ya que mientras en el enfriamiento seco la temperatura mínima del proceso está limitada por la temperatura seca del aire atmosférico, en el enfriamiento evaporativo, la mínima temperatura del proceso estará limitada por la temperatura de bulbo húmedo, inferior que la temperatura seca, siempre y cuando el aire no se encuentre saturado (humedad del 100%).

3.2 Tipos de torres de refrigeración.

Las distintas necesidades y descubrimientos que han ido surgiendo en el arte de la refrigeración industrial a lo largo de la historia han ido originando distintas configuraciones de torre. En función de las condiciones del medio, disponibilidad de agua, capacidad de inversión inicial, gastos de operación y de mantenimiento dispuestos a ser asumidos así como otros criterios circunstanciales se diseñará un tipo u otro de torre. Tras haber entendido las principales diferencias entre los dos tipos de enfriamiento más importantes, ya se conoce uno de los criterios de clasificación de las torres de refrigeración. Este apartado es importante ya que explica la gran variedad de torres existentes entre las cuales, en el capítulo 4, se escogerán tres para su posterior diseño.

La clasificación de las torres de refrigeración puede atender a distintos criterios:

1. Según el contacto entre el aire y fluido refrigerante:

- Torre húmeda: El fluido refrigerante entra en contacto directo con el aire atmosférico.
- Torre seca: El fluido refrigerante y el aire atmosférico no entran en contacto directo en ningún punto de la torre.
- Torre híbrida: Se produce un intercambio de calor entre el aire y el fluido refrigerante en una zona de contacto directo y otra zona en la que dicho contacto no se produce.

2. Según el elemento que produce el impulso del aire:

- Torre de tiro natural: En este caso el aire se mueve por el interior de la torre impulsado por el gradiente de densidad, generado a su vez por el gradiente de temperatura del aire en el interior de la torre. Hay que recordar que el aire menos denso (caliente) tiende a ascender, mientras que el aire más denso (frio) tiende a descender.
- Torre de tiro mecánico: En este caso el aire se mueve por el interior de la torre impulsado por la diferencia de presión que genera un ventilador. Dentro de este tipo de impulso debemos diferenciar dos casos:
 - Tiro forzado: El ventilador se encuentra en la entrada del aire a la torre.
 - Tiro inducido: El ventilador se encuentra a la salida del aire de la torre.
- Tiro asistido: Se produce una mezcla de las anteriores situaciones, es decir, el aire se mueve por el interior de la torre a causa de la evolución de densidad que sufre así como por el impulso de un ventilador.

3. Según la dirección relativa de los fluidos que intercambian calor y masa:

- Torre con flujo en contracorriente: Aire y agua llevan la misma dirección aunque sentidos contrarios (Agua descende – Aire asciende).
- Torre con flujo cruzado: Aire y agua llevan direcciones perpendiculares (Agua descende – Aire horizontal).

(Nota: esta clasificación de torres solo tiene sentido dentro de las torres húmedas o híbridas.)

En la siguiente imagen se muestran las torres de refrigeración más empleadas (torres húmedas):

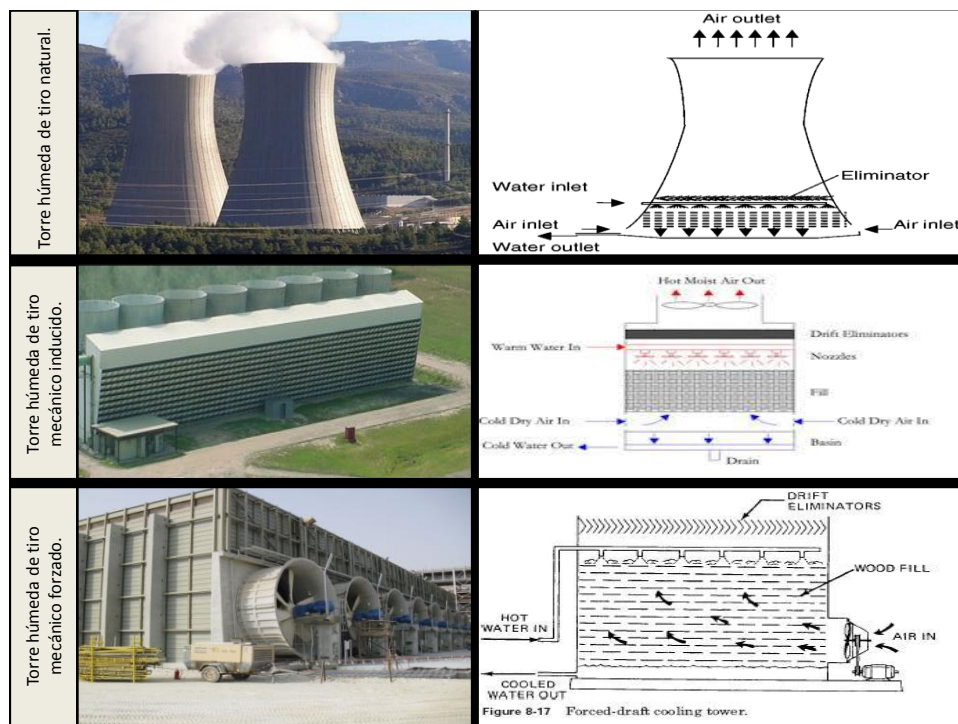


Figura 19: Ejemplos de torres húmedas de refrigeración (real vs esquema).

Una vez establecidos los tres tipos de clasificación, se discutirá las ventajas e inconvenientes de considerar un tipo de torre frente a otra en una determinada instalación.

1. Tiro natural vs tiro mecánico.

- La ausencia de ventiladores en las torres de tiro natural elimina el coste económico derivado de su instalación, operación y mantenimiento.
- La ausencia de ventiladores en las torres de tiro natural alarga su vida, ya que se reduce el número de dispositivos con movimiento.
- La ausencia de ventiladores en las torres de tiro natural reduce el ruido que estas generan estando solo ligado al rocío del agua por la torre.
- La ausencia de ventiladores en las torres de tiro natural hacen que se necesite mayores superficies haciéndolas muy voluminosas. La elevada superficie de sección que tienen estas torres facilita el movimiento ascendente

del aire. Por otra parte, la gran sección de las torres de tiro natural permiten refrigerar mayor cantidad de agua.

- La elevada altura de estas torres, que a menudo superan los 100 metros, permite instalar eliminadores de gotas menos exigentes ya que el arrastre gotas va descendiendo con la altura. La menor exigencia de estos eliminadores de gotas repercute en una reducción de la pérdida de carga a través de los mismos. Conviene recordar que el tiro natural no permite superar pérdidas de carga excesivas, por tanto, todas aquellas medidas que se puedan tomar para reducir la pérdida de carga deberán ser consideradas.

- El gran volumen que ocupan las torres de tiro natural produce una inversión inicial superior al de las torres de tiro mecánico, además del impacto visual que generan.

- La ausencia de ventiladores en las torres de tiro natural reduce mucho el control sobre el flujo másico de aire que recorre la torre y, por tanto, sobre la temperatura de salida del agua refrigerada.

- Las torres de tiro natural no permiten operar a elevadas temperaturas.

- Las torres de tiro natural están muy influenciadas por las condiciones del aire ambiental, más concretamente su humedad relativa (torres húmedas).

2. Flujo en contracorriente vs flujo cruzado (solo para torres húmedas).

- Teniendo en cuenta que lo que se desea es que el agua (caliente) le transfiera calor y humedad al aire (frio), cuanto más tiempo permanezcan en contacto los fluidos aire y agua más efectivo será el intercambio de calor. En flujo cruzado el aire además de recorrer la altura total de la torre también realiza un recorrido horizontal por lo que el “Air travel” es mayor que en contracorriente lo cual garantiza una transferencia de calor más eficaz que la última.

- En contracorriente el aire debe ascender por toda la torre encontrado la oposición del agua que cae a lo largo de toda ella. Sin embargo, en flujo cruzado solo una parte del recorrido horizontal del aire encuentra la oposición del agua que cae verticalmente. Esta diferencia se traduce en una reducción en la potencia de ventilación ya que en contracorriente el aire debe superar una pérdida de carga superior a la que encuentra en flujo cruzado.

- Debido al primer punto, las torres de refrigeración que funcionan en flujo cruzado requieren de menos altura para satisfacer una misma exigencia térmica respecto a las torres en contracorriente, de hecho la altura de las torres en flujo cruzado es aproximadamente igual que el espesor del empaquetamiento. Esta diferencia de alturas implica una reducción de potencia de bombeo de agua de las torres en flujo cruzado respecto a las torres en contracorriente.

- La disposición de las torres de flujo cruzado permiten un fácil acceso al empaquetamiento, eliminador de gotas y sistemas de distribución desde el exterior o desde su plenum de aire, lo cual facilita su mantenimiento. Sin embargo, en las torres en contracorriente esta facilidad no se produce.
- En las torres de flujo cruzado, debido a la dirección y velocidad del aire, el sistema de distribución del agua se puede realizar por goteo, mientras que en las torres de flujo en contracorriente el sistema de distribución del agua se realiza por presión. Este hecho se traduce en una reducción de costes hidráulicos de las torres de flujo cruzado respecto a las torres de flujo en contracorriente.
- Considerando los itinerarios que poseen ambos fluidos el flujo en contracorriente permite que el agua más fría entre en contacto con el aire más seco, lo cual optimiza el rendimiento del proceso. No se puede decir lo mismo del flujo cruzado.
- Las torres de flujo cruzado que pretendan un elevado salto térmico requerirán mayor potencia de ventilación que las torres en contracorriente, debido principalmente a la necesidad de aumento de la superficie transversal.

3. Torre húmeda vs torre seca.

- En las torres secas al no producirse evaporación como medio de transmisión de calor, no es necesario incurrir en costes económicos y medioambientales derivados de la reposición del agua evaporada (1-5% del gasto másico de agua de refrigeración en torres húmedas).
- Considerando las mismas exigencias térmicas, las torres secas son más voluminosas que las torres húmedas por lo que la inversión inicial en torres secas es superior a la inversión inicial en torres húmedas. Además, en el caso de torres de tiro mecánico, las torres secas necesitan mayores caudales de aire que las torres húmedas lo que implica mayores potencias de ventilación y, por tanto, mayores gastos derivados de la operación del ventilador.
- Las torres secas reducen el riesgo de corrosión, ensuciamiento e incrustaciones en las tuberías y equipos del sistema, ya que el agua de refrigeración no está expuesta al ambiente.
- Las torres secas disminuyen el riesgo de proliferación de legionela ya que el contacto aire-agua no se produce y, por tanto, el arrastre de agua por parte del aire no es posible.

3.3 Equipamiento presente en las torres de refrigeración.

En este apartado se va a explicar cada uno de los elementos que puede aparecer en una torre de refrigeración. La distribución y presencia de los elementos del listado que aparece a continuación dependerán del tipo de torre que se considere en cada caso. Conocer los elementos de las distintas torres de refrigeración es importante para comprender los cálculos de los diseños de las tres torres que se hará en el siguiente capítulo.

1. Almacén de la torre. (en todas las torres)

Se trata del elemento estructural más importante de la torre pues da soporte a cada una de las partes de la misma. La geometría del almacén responde criterios funcionales, de operación y ocupacionales, no obstante, siempre se tenderá a la reducción de su tamaño pues influirá directamente en una reducción de costes. La forma típica de las torres de tiro natural (chimenea hiperbólica), merece una mención especial pues es la forma aerodinámicamente idónea para que la acción del viento sobre una estructura tan grande y poco cimentada resulte lo menos dañina posible y permita reducir costes en los materiales empleados.

El almacén debe responder a exigencias mecánicas, térmicas y químicas pues debe de resistir el peso del resto de componentes, las diferencias térmicas que en ella se produce lo que conlleva la aparición de tensiones térmicas (dilatación-contracción), la acción de agentes corrosivos y biocidas empleados en la desinfección de la torre.

Estos son los materiales que suelen emplearse en su construcción:

- Hormigón: Solo es rentable en torres grandes con largos periodos de operación.
- Materiales plásticos: A pesar de ser una solución barata y adaptable a distintas formas de diseño y poseer elevada resistencia a la corrosión y formación de biocapa, no soportan adecuadamente las altas temperaturas.
- Aceros galvanizados: Se trata de una solución barata pero poco resistente a la corrosión y otros ataques químicos.
- Aceros inoxidables: Es una opción muy costosa que se debe plantear solo si se consideran largos periodos de vida de la torre.

2. Sistema de distribución del agua. (en torres húmedas).

Es el elemento que distribuye equitativamente el agua que se pretende refrigerar por toda la sección de la torre de tal modo que la transferencia de calor y masa entre agua y aire sea lo más efectiva posible. Principalmente existen dos tipos de sistemas de distribución de agua:

- Sistemas de distribución de agua presurizados: se emplean en torres de tiro mecánico en contracorriente ya que el flujo de agua debe vencer la velocidad de aire en contracorriente. Normalmente, la presión se sitúa entre 0.5 y 1.5 bar.
- Sistemas de distribución de agua por goteo: se emplea en torres de tiro natural o torres de tiro mecánico en flujo cruzado. Debido a que la velocidad

del aire en estas torres es muy baja o nula, la acción de la gravedad le basta al flujo del agua para vencer la oposición que le ofrece el aire.

3. Relleno. (en torres húmedas)

Es el elemento clave de la transferencia de masa y calor agua–aire, ya que aumenta la permanencia y superficie de contacto entre ambos fluidos, lo cual incrementa notablemente el rendimiento de la disipación de calor. Pueden estar fabricados en madera, metal o plástico.

Las exigencias que debe cumplir un relleno son, principalmente, las siguientes:

- Baratos y fácilmente recambiables pues es la parte de la torre que más veces se renueva.
- Distribuir eficazmente agua y aire por la sección favoreciendo la disipación de calor.
- Resistencia mecánica, térmica, química y biológica.
- No debe obstaculizar en exceso el paso del aire ya que implicaría mayor pérdida de carga y, por tanto, mayor potencia de ventilación.

Según el efecto que produzcan sobre el flujo de agua, estos son los principales rellenos que existen:

- Rellenos de salpicadura o goteo: En este tipo de relleno se produce el fraccionamiento del agua en gotas al impactar sobre los listones o rejillas que lo componen. Para que se produzcan las gotas con el tamaño necesario se deben establecer tantos pisos de listones o rejillas como requiera el proceso, resultando en ocasiones rellenos demasiado profundos. Además del anterior inconveniente, se debe destacar que con este tipo de relleno se produce un arrastre de agua que requiere de la presencia de eliminadores de gotas de alto rendimiento, lo cual produce elevadas pérdidas de carga en flujo de aire que repercutirá directamente en el consumo del ventilador (en caso de tiro mecánico).
- Rellenos de película: En estos rellenos se produce una fina película de agua con una sección cuanto mayor mejor, pues mejor será la transferencia. Dado que no se producen gotas, el arrastre será inferior a los rellenos previamente explicados y, por tanto, podremos reducir el rendimiento del eliminador de gotas, la altura del relleno y en última instancia la potencia de ventilación. El problema que presentan los rellenos de película es que en ellos se producen incrustaciones y depósitos de suciedad que reducen el rendimiento y vida del propio relleno.
- Rellenos mixtos: mezclan las características de los rellenos anteriores.

4. Eliminador de gotas. (en torres húmedas)

Este elemento de la torre de refrigeración tiene el cometido de retener en la torre el agua arrastrada por el aire cuando interacciona con el agua que se desea enfriar. El diseño de este elemento va encaminado a producir cambios en la dirección del aire de

salida de tal forma que las partículas de agua que arrastra el aire queden retenidas en las paredes del eliminador de gotas. El arrastre de agua debe evitarse al máximo por dos cuestiones fundamentales: En primer lugar, responde a un criterio económico ya que el agua arrastrada debe ser repuesta, con los costes que ello conlleva. Y en segundo lugar y más importante, las pequeñas gotas que arrastra el aire es un lugar propicio para la proliferación de la legionela.

5. Ventilador. (en torres de tiro mecánico)

Este dispositivo le aporta a la masa de aire que circula por la torre el salto de presiones necesario para superar con una velocidad de diseño la pérdida de carga que ocasiona el propio flujo de aire por los diferentes elementos de la torre. Aparte de proporcionar el salto de presiones que demanda la operación de la torre de refrigeración, el ventilador debe soportar los ataques químicos que el aire, portador de agua y otros agentes, le produce. Los avances tecnológicos de los ventiladores deben ir enfocados en dos líneas: En primer lugar, optimizar al máximo la energía eléctrica que los hace funcionar, mejorando sus rendimientos. En segundo lugar, conseguir adaptar el salto de presiones que aporta, a la demanda del proceso (cambiante) en cada momento y es que no siempre se producirá el mismo régimen en la torre, posiblemente la carga térmica pueda variar, así como la pérdida de carga producida en la torre (ensuciamiento e incrustaciones), las condiciones ambientales (variación de la temperatura del aire ambiente, viento) o posibles problemas que puedan surgir (recirculación). La solución a este problema será la introducción de ventiladores que puedan alterar su régimen de giro, teniendo varias velocidades o, incluso, sistemas inteligentes de control capaces de adaptar la velocidad de giro a las condiciones de la torre.

6. Balsa. (en torres húmedas)

Se trata de un depósito, alojado en la parte inferior de la torre, que recoge el agua fría que precipita por gravedad.

7. Sistema de reposición de agua. (en torres húmedas)

Como decíamos anteriormente el agua que se pretende refrigerar va perdiendo caudal a medida que se recicla por la torre a causa de:

- El agua arrastrada por el flujo de aire que recorre la torre (mínima parte).
- El agua evaporada gracias a la cual se produce la mayor parte del enfriamiento evaporativo.
- El agua que es purgada para mantener unos parámetros de suciedad asumibles.

Debido a esta razón se debe diseñar un sistema de reposición de agua (bombeo y tuberías), un sistema de control del nivel de agua en la balsa y una situación estratégica para la torre y, por tanto, de la planta para reducir al máximo los costes

económicos y medioambientales derivados de esta reposición, aproximándola a un río, mar o lago que garantice la disponibilidad calidad del agua necesaria.

8. Tuberías. (Torres secas).

En las torres secas el agua que se desea refrigerar fluye por el interior de finas tuberías de materiales conductores para que la transferencia de calor sensible entre el agua y el aire sea lo más grande posible. El material empleado en la elaboración de estas tuberías, a menudo aleteadas, es acero con un fino recubrimiento de aluminio para conseguir una tubería resistente mecánica y químicamente a la vez que conductora térmicamente.

3.4 Precauciones en el diseño de torres de refrigeración.

Además de las variables económicas, medioambientales, sociales y legislativas mencionadas con anterioridad, otros criterios deben ser considerados en el diseño de la torre ya que de no ser así, la operación de la misma se puede ver perjudicada. En este apartado se mostrarán qué otros factores determinan el diseño de una torre y qué precauciones se deben considerar en la instalación de la misma.

1. Recirculación.

Es un problema que afecta a la salud y rendimiento de la torre de refrigeración. Se produce cuando parte o todo el aire de la salida de la torre vuelve a entrar en la misma de modo que se refrigera el agua con aire que está a mayor temperatura y tiene más humedad (en el caso de torres húmedas) que el aire atmosférico. Dado que este aire tiene menos capacidad de absorber el calor y humedad del agua que se pretende refrigerar, el rendimiento de la torre desciende considerablemente y hace necesario tener que trabajar con un mayor régimen de giro del ventilador (en caso de torres de tiro mecánico) para satisfacer la misma carga térmica lo que conlleva pérdidas económicas. Se trata de un problema de operación de torres de tiro mecánico principalmente ya que su escasa altura en relación a las torres de tiro natural sitúa la salida del aire próxima a su entrada.

Los motivos de posible recirculación son los siguientes:

- Viento: puede conducir el aire de salida de la torre, según su dirección, a la entrada de la misma. Además, en ocasiones genera bajas presiones en torno a la salida de la torre por lo que se puede formar una niebla de aire caliente y húmedo que corre el peligro de ser reintroducido en la torre.
- Diseño inapropiado: en este aspecto un diseño inapropiado consistiría en situar la toma de entrada de aire demasiado cerca de la toma de salida, pudiendo así mezclarse ambos flujos de aire.
- Tiro débil: puede producirse que por la excesiva pérdida de carga del aire a través de la torre o por un funcionamiento deficiente del ventilador, el tiro no tenga la suficiente energía como para alejarse de la torre con rapidez. En otras ocasiones, la debilidad del tiro vendrá provocado por la formación de una corriente de aire de salida demasiado pesada, demasiado densa.

2. Calidad del agua.

La pureza del agua que se va a circular debe ser considerada en el diseño de las torres, más aun si se trata de torres húmedas en las que el contacto con el agua del exterior es constante. El empleo de un agua que porte demasiado contenido en sales, materia orgánica u otras impurezas puede dañar toda la instalación ya que el flujo continuo de este agua por las tuberías, bombas, toberas y resto de equipamiento produce depósitos calcáreos o biológicos en todos estos elementos. Además de perjudicar la vida de los elementos de la torre, también perjudica el rendimiento de la misma ya que genera una resistencia térmica de ensuciamiento que empobrece la

transferencia de calor y al reducirse la sección de las tuberías también se dificultan las operaciones de bombeo. Por tanto, para no incurrir en excesivos gastos de bombeo y ventilación se debe programar un mantenimiento destinado a la limpieza de los restos salinos y biológicos que deja el agua a su paso por la instalación y también se debe controlar la calidad de agua que entra en la torre mediante filtros y purga.

3. Variaciones de temperatura del ambiente.

La temperatura del aire que entra en la torre es muy importante ya que determina parte de la capacidad del aire de absorber calor y el límite inferior de temperatura del proceso. Sin embargo, más importante que la variación del rendimiento térmico de la torre es el riesgo de congelación que se puede dar en condiciones extremas. La zona de la torre con más peligro de congelación, durante el proceso de refrigeración, es en la que el agua alcanza su mínima temperatura, la balsa. La solución a este problema en torres de tiro mecánico está clara: disminuir la exigencia de la refrigeración, mediante una disminución del régimen de giro del ventilador, convirtiendo así un problema en una ventaja ya que implicará un ahorro económico. Sin embargo, un problema con solución más complicada será cuando la planta se encuentre parada y el agua estancada de la balsa esté sometida a temperaturas muy bajas. En este caso se puede optar por la incorporación al sistema de un tanque de vaciado protegido de las heladas en el que se vertería el agua refrigerante en los periodos de parada de la planta. En torres secas se puede añadir algún tipo de anticongelante al fluido del ciclo de refrigeración.

4. Variaciones en la humedad del aire ambiente.

La presencia de un aire excesivamente húmedo produce que las torres húmedas pierdan la mayor parte de capacidad de disipación de calor ya que el aire podrá coger muy poca humedad adicional tras el contacto con el agua del ciclo de refrigeración. Un incremento de humedad ambiental ocasional puede ser compensado con un incremento de la potencia del ventilador que hará circular más aire por la torre. Sin embargo, torres húmedas de tiro natural no deben ser proyectadas en lugares donde habitualmente el aire contiene gran cantidad de humedad ya que irremediablemente se estará perdiendo la mayor parte de la disipación de calor.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE TORRES DE REFRIGERACIÓN

Contenido

- ✓ 4.1 - Implantación de escenarios.
 - 4.1.1 - Escenario I.
 - 4.1.2 - Escenario II.
 - 4.1.3 - Escenario III.
 - ✓ 4.2 - Análisis de los resultados obtenidos.
 - ✓ 4.3- Conclusión.
-

Introducción.

Ahora ya nos encontramos en condiciones de poder abordar el objetivo principal de este proyecto: el diseño y análisis de torres de refrigeración. En realidad se diseñará la refrigeración de la central térmica de estudio con tres modalidades, respondiendo cada una a las circunstancias que marca su escenario de implantación.

En el apartado 4.1 se va a establecer tres escenarios distintos sobre los que se construirá la central térmica de carbón de estudio y en consecuencia se va a seleccionar y diseñar el sistema de refrigeración más adecuado para cada situación cuyo desarrollo podrá ser visto en los Anexos 5, 6 y 7.

Tras el diseño de los distintos tipos de refrigeración, en el apartado 4.2 se realizará un análisis comparativo de los resultados obtenidos haciendo uso de todos los conocimientos expuestos en el capítulo 3.

4.1 Implantación de distintos escenarios.

En este apartado se establecerán los distintos escenarios de implantación de las torres de refrigeración en virtud de los cuales se considerará un tipo u otro de refrigeración mediante tres tipos de torres distintas: torre húmeda de tiro natural, torre seca de tiro natural y torre húmeda de tiro inducido.

Hipótesis:

- Se ha considerado que el aire entra en los tres tipos de torre con las mismas condiciones.
- Se ha considerado que la exigencia térmica es la misma en los tres tipos de torres, es decir, el calor desalojado del ciclo, la temperatura del agua caliente en la entrada de la torre y la temperatura del agua fría a la salida de la torre es la misma en los tres casos escenarios.

Las consideraciones expresadas en las hipótesis anteriores, pretenden fijar el marco operacional para los tres diseños de tal modo que tras la obtención de los tres tipos de torre tenga sentido el análisis comparativo de los resultados que se desarrollará en el apartado 4.2.

4.1.1. Escenario I.

Las características del Escenario I se detallan a continuación:

- Presión atmosférica: 101325 Pa.
 - Temperatura seca del aire: 20°C.
 - Temperatura húmeda del aire: 11.5°C.
 - Localización geográfica:
 - La central térmica de estudio se asienta en las proximidades de un río caudaloso por lo que la disposición de agua de calidad aceptable es permanente y relativamente barata.
 - La central térmica de estudio se asienta en una zona donde las condiciones atmosféricas pueden considerarse estables.
 - La central de estudio se encuentra en una zona alejada del área residencial donde la disponibilidad de terreno permite la construcción de infraestructura de elevadas dimensiones. Sin embargo, el difícil acceso a esta zona complica y encarece el transporte hacia la central.
 - Características de la financiación: Disponibilidad de capital en la actualidad para programar una gran obra, sin embargo, la gestión del proyecto no contempla incurrir en gastos continuos de operación para la refrigeración.
 -
- Elección de tipo de refrigeración: El sistema de refrigeración elegido es el empleo de una **torre húmeda de tiro natural** por las siguientes razones:
1. El emplazamiento de la central térmica permite disponer del agua de reposición necesaria para el enfriamiento evaporativo que emplea este tipo de torres.
 2. El emplazamiento de la central térmica permite la construcción de una torre de grandes dimensiones sin generar molestias en la población tanto a nivel de impacto visual como de contaminación de aire (aire de salida caliente y húmedo con peligro de proliferación de Legionela).
 3. El emplazamiento de la central térmica la sitúa en un lugar de difícil acceso que encarece la presencia diaria de personal para el mantenimiento de la torre. Además la planificación financiera del proyecto no contempla los gastos continuos de operación en la refrigeración de la planta. Estas dos condiciones no son compatibles con la utilización de un ventilador para impulsar el aire ya que es un componente con piezas móviles sujeto a continua revisión y mantenimiento que requiere de un gasto económico continuo importante. Sin embargo, las razones anteriores sumadas a la disponibilidad de capital para realizar una gran inversión para la puesta en marcha de la central son compatibles con la construcción de una gran torre de tiro natural.

Una vez justificada la elección de la torre de refrigeración para el escenario I, mediante el método de diseño explicado y desarrollado en el Anexo 5, se obtiene la siguiente torre:

TORRE HÚMEDA DE TIRO NATURAL.	
Calor desalojado del ciclo	361,077 MW
Número de torres	1
Gasto másico de aire total	3431 kg/s
Gasto másico de agua total	7204 ks/s
Temperatura del aire a la salida de la torre	36,23°C
Velocidad del aire a la salida de la torre.	4,557 m/s
Gasto másico de agua evaporada	118,33 kg/s
Forma de la sección	Circular
Diámetro de la torre a la altura de la entrada del aire	54,55 m
Área de la torre a la altura de la entrada del aire	2337 m ²
Diámetro de la torre a la altura de la salida del aire	30 m
Área de la torre a la altura de la salida del aire	706,976 m ²
Altura total de la torre	68,19 m
Área frontal del empaquetamiento	2103 m ²
Longitud del empaquetamiento	2,5 m
Pérdida de carga	54,47 Pa

Tabla 3: Propiedades de torre húmeda de tiro natural diseñada.

4.1.2. Escenario II.

Las características del Escenario I se detallan a continuación:

- Presión atmosférica: 101325 Pa.
- Temperatura seca del aire: 20°C.
- Temperatura húmeda del aire: 11.5°C.
- Localización geográfica:
 - La central térmica de estudio se asienta en una zona extremadamente árida y aislada por lo que el abastecimiento continuo de agua mediante tuberías no es posible.
 - La central térmica de estudio se asienta en una zona donde las condiciones atmosféricas pueden considerarse estables.
 - La central de estudio se encuentra en una zona alejada del área residencial donde la disponibilidad de terreno permite la construcción de infraestructura de elevadas dimensiones. Sin embargo, el difícil acceso a esta zona complica y encarece el transporte hacia la central.
- Características de la financiación: Disponibilidad de capital en la actualidad para programar una gran obra, sin embargo, la gestión del proyecto no contempla incurrir en gastos continuos de operación para la refrigeración.

➤ Elección de tipo de refrigeración: El sistema de refrigeración elegido es el empleo de una **torre seca de tiro natural** por las siguientes razones:

1. El emplazamiento de la central térmica no permite disponer del agua de reposición necesaria para el enfriamiento evaporativo propio de las torres húmedas, luego deberá diseñarse un enfriamiento seco (solo aire).
2. El emplazamiento de la central térmica permite la construcción de una torre de grandes dimensiones sin generar molestias en la población sobre todo a nivel visual ya que la experiencia dice que la altura de esta torre rondará los 150 metros.
3. El emplazamiento de la central térmica la sitúa en un lugar de difícil acceso que encarece la presencia diaria de personal para el mantenimiento de la torre. Además la planificación financiera del proyecto no contempla los gastos continuos de operación en la refrigeración de la planta. Estas dos condiciones no son compatibles con la utilización de un ventilador para impulsar el aire ya que es un componente con piezas móviles sujeto a continua revisión y mantenimiento que requiere de un gasto económico continuo importante. Sin embargo, las razones anteriores sumadas a la disponibilidad de capital para realizar una gran inversión para la puesta en marcha de la central son compatibles con la construcción de una gran torre de tiro natural.

Una vez justificada la elección de la torre de refrigeración para el escenario I, mediante el método de diseño explicado y desarrollado en el Anexo 6, se obtiene la siguiente torre:

TORRE SECA DE TIRO NATURAL.	
Calor desalojado del ciclo	361,077 MW
Número de torres	1
Gasto másico de aire	16730 kg/s
Gasto másico de agua	7204 ks/s
Temperatura del aire a la salida de la torre	40.21 °C
Velocidad del aire a la salida de la torre.	3,92 m/s
Gasto másico de agua evaporada	0 kg/s
Forma de la sección	Circular
Diámetro de la torre a la altura de la entrada del aire	100 m
Área de la torre a la altura de la entrada del aire	7854 m ²
Diámetro de la torre a la altura de la salida del aire	70 m
Área de la torre a la altura de la salida del aire	3848 m ²
Altura de la torre	125 m
Área frontal efectiva de los haces de tubos	6676 m ²
Pérdida de carga	88,45 Pa

Tabla 4: Propiedades de torre seca de tiro natural diseñada.

4.1.3. Escenario III.

Las características del Escenario I se detallan a continuación:

- Presión atmosférica: 101325 Pa.
 - Temperatura seca del aire: 20°C.
 - Temperatura húmeda del aire: 11.5°C.
 - Localización geográfica:
 - La central térmica de estudio se asienta en las proximidades de un río caudaloso por lo que la disposición de agua de calidad aceptable es permanente y relativamente barata.
 - La central térmica de estudio se asienta en una zona donde las condiciones atmosféricas son muy inestables, tanto a nivel de temperaturas como de humedad.
 - La central de estudio se encuentra en una zona que si bien tiene un fácil acceso por carretera, se sitúa próxima a un aeródromo donde aviones, helicópteros y avionetas realizan diariamente despegues, aterrizajes y pruebas de vuelo.
 - Características de la financiación: En la actualidad no se dispone de gran capital inicial que permita programar una gran obra, sin embargo, sí se asumen costes diarios de mantenimiento en la refrigeración de la central siempre y cuando no resulten especialmente caros.
- Elección de tipo de refrigeración: El sistema de refrigeración elegido es el empleo de una **torre húmeda de tiro mecánico inducido** por las siguientes razones:
1. El emplazamiento de la central térmica permite disponer del agua de reposición necesaria para el enfriamiento evaporativo que emplea este tipo de torres.
 2. El emplazamiento de la central térmica no permite la construcción de una torre de grandes dimensiones ya que resultaría peligroso para las actividades de vuelo de las aeronaves propias del aeródromo que ya está construido en la zona.
 3. El emplazamiento de la central térmica la sitúa en un lugar de fácil acceso por carretera por lo que no se limita la presencia de personal especializado de forma diaria en la central en este aspecto. Además la planificación financiera del proyecto no permite un gran desembolso inicial pero sí incurrir en costes diarios de mantenimiento y operación del sistema de refrigeración. Por tanto, ahora sí se puede hacer uso de ventiladores para impulsar el tiro de aire por unas torres más baratas, más pequeñas y más sujetas a continua revisión.
 4. Las condiciones cambiantes del ambiente requieren de la presencia de ventiladores para controlar apropiadamente el tiro del aire por la torre de tal modo que la operación de refrigeración se independice de la incertidumbre atmosférica.

5. El ruido generado por el funcionamiento de los ventiladores es perfectamente asumible ya que actualmente se está asumiendo el ruido derivado del vuelo de las aeronaves.

Una vez justificada la elección de la torre de refrigeración para el escenario I, mediante el método de diseño explicado y desarrollado en el Anexo 7, se obtiene la siguiente torre:

TORRE HÚMEDA DE TIRO INDUCIDO	
Calor desalojado del ciclo	361,077 MW
Número de torres	9
Gasto másico de aire total	4612 kg/s
Gasto másico de aire por cada torre	512.479 kg/s
Gasto másico de agua total	7204 kg/s
Gasto másico de agua por cada torre	800.408 kg/s
Temperatura del aire a la salida de la torre	32 °C
Velocidad del aire a la salida de la torre.	3.989 m/s
Gasto másico de agua evaporada	119 kg/s
Forma de la sección	cuadrada
Longitud del lado de la torre	14.4 m
Área frontal de empaquetamiento	207.36 m ²
Área frontal de empaquetamiento (9 torres)	1866 m ²
Área de la sección de la torre	207.36 m ²
Área total ocupada (9 torres)	1866 m ²
Diámetro del ventilador	12 m
Longitud del empaquetamiento	3.021 m
Funcionamiento del ventilador	
Régimen de giro	45.021 rpm
Potencia consumida por cada ventilador	52.959 kW
Potencia total consumida (9 ventiladores)	476.632 kW
Pérdida de carga	70.777 Pa
Rendimiento del ventilador	62.147%
Rendimiento óptimo	63,851%

Tabla 5: Propiedades torre húmeda de tiro inducido diseñada.

4.2. Análisis de los resultados obtenidos.

En este apartado se hará un análisis comparativo de los resultados obtenidos en los diseños de los tres tipos de torres anteriores de modo que se ponga de manifiesto si, efectivamente, el análisis teórico realizado en el capítulo 3 concuerda con el análisis numérico realizado en este capítulo. Se analizará y comentará las diferencias obtenidas en el diseño de cada tipo de torre, propiedad a propiedad.

1. Número de torres.

- Número de torres húmedas de tiro natural: 1.
- Número de torres secas de tiro natural: 1.
- Número de torres húmedas de tiro inducido: 9.

Habitualmente, en las centrales térmicas cada grupo de potencia es refrigerado por una torre en caso de considerar torres de tiro natural (secas o húmedas). Sin embargo, la capacidad de disipación de calor en las torres húmedas de tiro inducido es inferior, debido principalmente a su menor volumen y más concretamente su menor sección. El criterio principal que ha condicionado la necesidad de instalar nueve torres húmedas de tiro inducido es que el flujo másico de agua a través de la sección de la torre debe encontrarse en el rango $(0.8 - 4.2) \frac{kg}{s \cdot m^2}$, de modo que si se encuentra por debajo de este rango se produciría un área de contacto aire-agua demasiado pequeño que dificultaría la transferencia de calor, pero si por el contrario supera el límite superior del anterior rango existe peligro de inundación que perjudicaría gravemente la operación de la torre. Para el diseño de las nueve torres de tiro inducido se ha considerado el flujo másico de agua de $3.86 \frac{kg}{s \cdot m^2}$ que es el máximo posible ya que si se considera una torre menos el flujo másico superaría el límite superior del rango. Seguramente $3.86 \frac{kg}{s \cdot m^2}$ no es el flujo másico de agua óptimo para la operación de la torre pero sí es el que estando dentro del rango permitido da lugar al mínimo número de torres (solución más económica).

2. Gasto másico de aire.

- Gasto másico de aire en la torre húmeda de tiro natural: 3431 kg/s.
- Gasto másico de aire en la torre seca de tiro natural: 16730 kg/s.
- Gasto másico de aire total en las 9 torres húmedas de tiro inducido: 4612 kg/s.

Este es uno de los puntos más claros que determina las diferencias, sobre todo volumétricas de los distintos tipos de torre. Como se presuponía el gasto másico de aire por la torre seca de tiro natural es, con diferencia, el más elevado debido a que la transferencia de calor (conducción, convección, radiación) en torres secas es poco eficaz en comparación a las torres húmedas, que emplean el calor latente de la evaporación de parte del agua. Por este hecho, la cantidad de aire circulado por las torres secas deberá ser mayor para satisfacer la misma carga térmica mientras que la diferencia de gasto másico de aire a través de los dos tipos de torres húmedas es muy pequeña ya que ambas emplean el mismo tipo de enfriamiento: el enfriamiento evaporativo.

3. Sección más ancha de la torre.

- Sección de la torre húmeda de tiro natural: 2337 m^2 .
- Sección de la torre seca de tiro natural: 7854 m^2 .
- Sección total de las 9 torres húmedas de tiro inducido: 1866 m^2 .

Las diferencias de dimensiones en la sección de cada tipo de torre son consecuencia directa del flujo másico de aire que tiene que circular por ellas y la existencia o no de un elemento mecánico de propulsión de aire. La caída de presión que tiene que superar la masa de aire que recorre la torre determina la exigencia a la que está sometido el elemento de impulso de aire. Una componente muy importante de esta caída de presión es la derivada de las pérdidas por rozamiento de la masa de aire con las paredes internas de la torre siendo tanto mayores como menor es la sección de la torre. Por tanto, para reducir la caída de presión del flujo de aire en su paso por el interior de la torre se aumenta la sección de la misma para reducir así las pérdidas por rozamiento. El diseño de la torre seca de tiro natural es el más interesado en conseguir reducir estas pérdidas, en primer lugar, porque la masa de aire que pasa por ella es 5 veces superior a la que atraviesa las otras dos torres y, en segundo lugar, porque el aire se mueve por un gradiente de densidades formado en el interior de la torre al que se le puede exigir mucho menos que al impulso del aire mediante un ventilador como es el caso de la torre húmeda de tiro inducido.

4. Altura de la torre.

- Altura de la torre húmeda de tiro natural: 68 m.
- Altura de la torre seca de tiro natural: 125 m.
- Altura de la torre húmeda de tiro inducido: -.

Lo primero, comentar que el diseño de la torre húmeda de tiro inducido no ha considerado el cálculo de su altura porque ésta no responde a la evolución del flujo de aire por el interior de la misma sino más bien a impedir que el aire húmedo de salida pueda reintroducirse por la entrada de la torre (recirculación, comentada en el apartado 3.5) ya que el elemento de bombeo de aire no es un gradiente de temperatura generado en la torre sino un ventilador. En cualquier caso la altura de las torres de tiro mecánico es muy inferior a la de las torres de tiro natural.

Sin embargo, sí tiene importancia la diferencia de altura de ambas torres de tiro natural ya que en ambos casos el sistema de bombeo es el gradiente de temperaturas por la torre. La altura de las torres de tiro natural propaga el gradiente de temperatura por el interior de la misma, de modo que cuanto más elevada sea la torre menor será el gradiente de temperaturas y, por tanto, la velocidad del aire y las pérdidas por rozamiento disminuirán. Las torres secas de tiro natural son más elevadas que las torres húmedas para acondicionar apropiadamente el flujo de una masa de aire mucho más grande.

Para la comparación del volumen de las tres instalaciones se muestra la siguiente ilustración a escala:

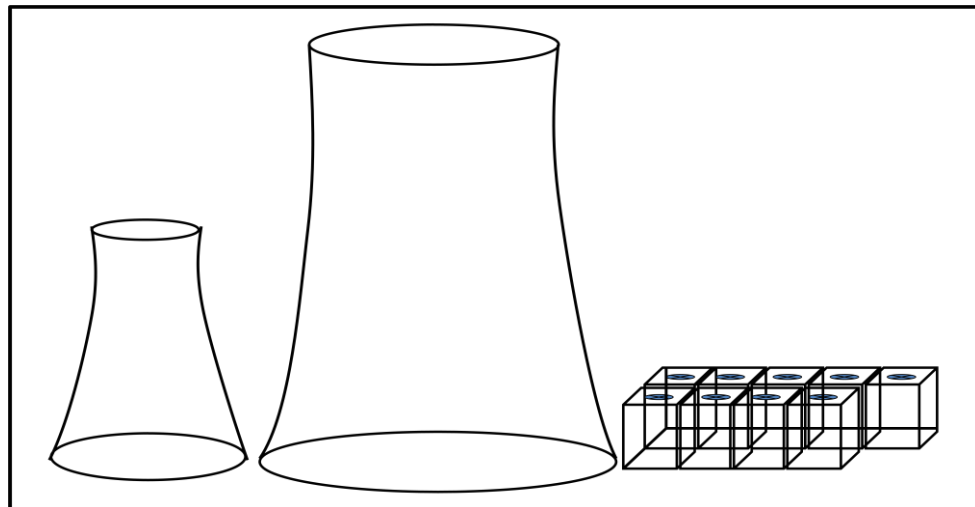


Figura 20: Comparación de las dimensiones de las torres diseñadas. Izquierda: Torre húmeda de tiro natural. Centro: Torre seca de tiro natural. Derecha: Torres húmedas de tiro inducido.

5. Gasto másico de agua de refrigeración evaporada.

- Gasto másico de agua evaporada en la torre húmeda de tiro natural: 118.33 kg/s.
- Gasto másico de agua evaporada en la torre seca de tiro natural: 0 kg/s.

- Gasto másico total de agua evaporada en las 9 torres húmedas de tiro inducido: 119 kg/s.

En el caso de la torre seca de tiro natural el enfriamiento es seco y, por tanto, no se produce ningún tipo de evaporación. Sin embargo, en el enfriamiento evaporativo sí se produce una evaporación de agua cuya cantidad habrá que considerar para su reposición pues de no ser así se terminará secando el circuito de refrigeración. Como se aprecia la evaporación de agua en ambas torres húmedas es prácticamente el mismo: 118-119 kg/s, aproximadamente 1.6 % del agua total circulada por el circuito de refrigeración. Dado que se ha considerado la misma carga térmica en ambos casos, es lógico que el medio principal de disipación de calor (la evaporación) en el enfriamiento de tipo evaporativo de ambas torres también coincida.

6. Temperatura del aire a la salida de la torre.

- Temperatura del aire a salida de la torre húmeda de tiro natural: 36.2°C
- Temperatura del aire a salida de la torre seca de tiro natural: 40.2 °C.
- Temperatura del aire a salida de la torre húmeda de tiro inducido: 32°C.

La temperatura del aire a la salida de la torre seca de tiro natural es superior que en las torres húmedas debido a que en la torre seca todo el calor que se consigue desalojar del agua es calor sensible sobre el aire, destinado a subir su temperatura, mientras que en las torres húmedas la mayor parte de este calor es latente, destinado a evaporar parte del agua.

Si se considerara la misma cantidad de aire circulado por todas las torres, la diferencia entre las temperatura del aire a la salida sería abismal. No obstante, esta diferencia se contrarresta con la cantidad de aire circulada por cada torre de modo que la inercia térmica de una menor cantidad de aire dispuesta a recibir humedad en las torres húmedas se equilibra con la elevada cantidad de aire circulada por la torre seca.

La diferencia de temperatura del aire en la salida de las torres húmedas es debido al gasto másico de aire que pasa por ellas: Teniendo en cuenta que la carga térmica para ambas es la misma y que la cantidad de agua evaporada (calor latente) muy parecida, el enfriamiento mediante calor sensible debe ser también el mismo para ambos casos, de tal modo que si en la torre de tiro inducido circula menos aire, el incremento de temperatura que experimenta deberá ser mayor en relación a la torre húmeda de tiro natural.

7. Longitud del empaquetamiento.

- Longitud del empaquetamiento de la torre húmeda de tiro natural: 2.5m

- Longitud del empaquetamiento de la torre seca de tiro natural:-.
- Longitud del empaquetamiento de la torre húmeda de tiro inducido: 3m

Como la función del empaquetamiento es mejorar la transferencia de calor entre el aire y el agua mediante una mejora del contacto entre ambos fluidos durante un periodo de tiempo más largo, en las torres secas como no se produce contacto aire-agua no existe empaquetamiento. Sin embargo, en las torres húmedas el empaquetamiento es un elemento crucial en la transferencia de calor. La pequeña diferencia entre el espesor de empaquetamiento de la torre de tiro natural y las torres de tiro inducido es fruto de la diferencia de tiro y el elemento de impulsión del aire. Las torres de tiro inducido pueden superar con el funcionamiento del ventilador las pérdidas de presión localizadas en un empaquetamiento más espeso que en el caso de las torres de tiro natural en la que el impulso generado por el gradiente de temperaturas no le permite superar una caída de presión excesiva localizada en un empaquetamiento demasiado espeso.

8. Velocidad del aire a la salida de la torre.

- Velocidad del aire a salida de la torre húmeda de tiro natural: 4.56 m/s.
- Velocidad del aire a salida de la torre seca de tiro natural: 3.92 m/s.
- Velocidad del aire a salida de la torre húmeda de tiro inducido: 3.99m/s

Los valores de la velocidad del aire a la salida de la torre son muy parecidos en los tres casos. Si la velocidad de diseño del aire a la salida de la torre húmeda de tiro inducido es un valor que concuerda con la realidad, la velocidad del aire en las torres de tiro natural han salido demasiado elevadas respecto a los valores reales (1 – 2 m/s). La causa de esta distorsión de los valores obtenidos se debe a que no se ha considerado la altura de la torre como elemento de pérdida de carga. Es decir, realmente las velocidades que se han obtenido no son las velocidades de salida del aire por la torre sino la velocidad que tendría el aire tras el intercambio de calor con el agua, considerando la sección y propiedades del aire a la salida de la torre.

Para que quede clara esta falta de concordancia entre los resultados obtenidos en el diseño y las velocidades del aire a la salida de las torres en la realidad se expone el siguiente ejemplo intuitivo que podrá resultar útil para una posterior mejora del trabajo:

Imaginemos un chorro de agua hacia arriba del estanque de un parque. A medida que el chorro asciende y gana energía potencial, disminuye su velocidad perdiendo energía cinética. La velocidad del agua que se ha calculado correspondería a la velocidad del agua en la boca del chorro, sin embargo, la velocidad que se corresponde con la realidad habría que calcularla a una mayor altura, resultando así un valor menor.

9. Potencia consumida en ventilación de la torre.

- Potencia de ventilación consumida en la torre húmeda de tiro natural: 0kW.
- Potencia de ventilación consumida en la torre seca de tiro natural: 0kW.
- Potencia de ventilación total consumida en las 9 torres húmedas de tiro inducido: 476.632 kW.

Las torres de tiro natural no requieren de sistemas de ventilación para movilizar el aire por el interior de la torre, ya que el aire se mueve por gradiente de densidad producido a su vez por un gradiente de temperatura. Sin embargo, en las torre de tiro mecánico inducido el aire se impulsa con un ventilador cuyo funcionamiento consume potencia por lo que tendrá que ser considerado en el cálculo de la viabilidad económica del sistema de refrigeración mecánico.

4.3. Conclusión.

Tras la selección, diseño y análisis de los resultados obtenidos para los distintos tipos de torre implantados en cada escenario, se han extraído las siguientes conclusiones:

Características	Tipo de torres		
	Torre húmeda de tiro natural	Torre seca de tiro natural	Torres húmeda de tiro inducido
Eficacia de enfriamiento	Enfriamiento efectivo	Enfriamiento poco efectivo	Enfriamiento efectivo
Mínima temperatura del proceso	Temperatura de bulbo húmedo del aire	Temperatura de bulbo seco del aire	Temperatura de bulbo húmedo del aire
Consumo de agua	Consumo permanente de agua de refrigeración (1-5 %)	Ninguno	Consumo permanente de agua de refrigeración (1-5 %)
Tamaño construcción	Construcciones relativamente voluminosas	Costrucciones voluminosas	Construcciones relativamente pequeñas
Durabilidad	Duradera	Duradera	No duradera
Inversión inicial	Elevada	Muy elevada	Relativamente baja
Costes de operación y mantenimiento	Costes de mantenimiento reducidos	Costes de mantenimiento reducidos	Costes de mantenimiento elevados
Control del proceso	Bajo	Bajo	Elevado
Dependencia del medio	Elevada	Elevada	Baja
Posible recirculación	Difícil	Muy difícil	Posible
Problemas de corrosión y suciedad de tuberías	Frecuentes	Controlados	Frecuentes
Peligro de Legionella	Posible	Ninguno	Posible
Ruido	Medio (goteo)	Silenciosas	Elevado (goteo + ventilador)



	Escenario I	Escenario II	Escenario III
Descripción de escenario de implantación	Disponibilidad plena de agua. Disponibilidad de espacio relativamente alta. Incapacidad de mantenimiento. Condiciones meteorológicas estables.	Indisponibilidad de agua. Disponibilidad de espacio muy alta. Incapacidad de mantenimiento. Condiciones meteorológicas estables.	Disponibilidad plena de agua. Disponibilidad de espacio baja. Capacidad de mantenimiento exigente. Condiciones meteorológicas cambiantes.
Ejemplo de escenario de implantación.	Proximidad de un río, lago, estanque o mar	Desierto	Ciudad

Tabla 6: Conclusiones sobre las torres de refrigeración diseñadas.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

Contenido

- ✓ 5.1 – Conclusiones generales.
 - ✓ 5.2 – Conclusiones específicas.
-

Introducción.

El objetivo de este capítulo es poner punto y final al proyecto mediante:

- Un apartado de conclusiones generales obtenidas en la elaboración del proyecto.
- Un apartado de conclusiones específicas que responde al objetivo y alcance señalado en el comienzo del proyecto.

5.1 CONCLUSIONES GENERALES.

Las centrales térmicas de carbón son en la actualidad una importante fuente de producción de energía eléctrica. Es una tecnología cuyo uso debe ir disminuyendo ya que la combustión de su fuente de energía, el carbón, es la más contaminante principalmente por la gran cantidad de emisiones de CO_2 que genera. Sin embargo, los defensores del carbón apoyan sus argumentos en la independencia que aporta al sistema de producción eléctrica de un país respecto a las condiciones de abastecimiento de combustibles derivados del petróleo (disponibilidad, precio y calidad) y respecto a las condiciones climatológicas cambiantes en que se apoyan gran parte de las energías renovables (sol, viento y marea). En cualquier caso, es indudable que el empleo de la combustión del carbón para la producción de energía eléctrica es una tecnología que hoy por hoy tiene gran implantación en todo el mundo y la gran contaminación que produce es considerada en este proyecto, desde un punto de vista constructivo, para mejorar el rendimiento del proceso de modo que se pueda quemar menos carbón para obtener la energía eléctrica demandada y, en definitiva, emitir menos contaminación a la atmósfera año a año.

Las centrales térmicas de carbón operan bajo el funcionamiento de un ciclo de potencia con agua: El Ciclo Rankine. En dicho ciclo, mediante distintos dispositivos se producirán cambios en las propiedades del agua de tal modo que en cada punto del ciclo el agua se encuentra en el estado termodinámico que más interesa. El agua tras pasar por la caldera se transforma en vapor con la suficiente energía como para expandirse en las turbinas haciendo girar sus álabes, produciendo energía mecánica que se transforma finalmente en energía eléctrica. A la salida de las turbinas el vapor “debilitado” debe condensarse para que el agua resultante pueda ser bombeada de nuevo a la caldera. El dispositivo encargado de condensar el agua es el condensador y lo hace mediante la extracción de calor del ciclo: según Detlev G. Kröger [36] si una central térmica de combustible fósil opera bajo un rendimiento del 40%, más del 40% del calor entregado al ciclo en la caldera es desalojado en el condensador. Pero para que el condensador pueda mantener su operatividad, un ciclo paralelo al ciclo de potencia debe refrigerarlo de tal modo que el condensador se convierte en un intercambiador de calor que pone en contacto el ciclo de potencia con el ciclo de refrigeración para que el segundo extraiga el calor necesario del primero. A su vez el ciclo de refrigeración necesita evacuar el calor absorbido del ciclo de potencia y lo hará transmitiendo dicho calor al ambiente mediante el empleo habitual de torres de refrigeración, dispositivo cuyo estudio y diseño ha sido objetivo principal de este proyecto.

La Figura 21 muestra mediante un diagrama de flujo una simplificación del tránsito de calor desde la caldera hasta el ambiente. Las flechas rojas o negras muestran los flujos de calor. Las regiones rectangulares contienen el origen y/o destino de un determinado flujo de calor, mientras que las regiones ovaladas contienen los dispositivos que propician dichos flujos de calor:

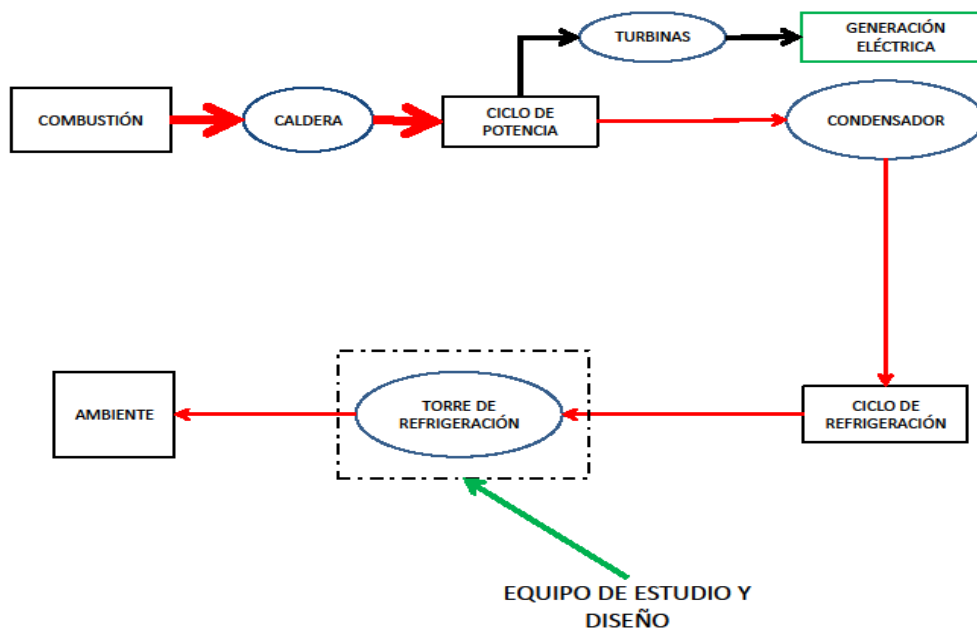


Figura 21: Diagrama simplificado del flujo de calor en una central térmica de combustible.

El empleo de torres de refrigeración para la disipación final de calor al ambiente es una de las múltiples modalidades que a día de hoy se pueden encontrar en las centrales térmicas de carbón y tiene su implantación en la siguientes condiciones de operación: funcionan en ciclos cerrados de refrigeración en los cuales el calor liberado al ambiente es absorbido en su totalidad por el aire atmosférico que localmente sufrirá un incremento de temperatura y, en su caso, de humedad. Menos común es encontrar torres en ciclos abiertos de refrigeración en cuyo caso son empleadas para disminuir la temperatura del agua antes de ser liberada de nuevo en el mar o algún río de tal modo que se amortigüe el impacto medioambiental que se pudiera ocasionar en estos ecosistemas.

La operación en las torres de refrigeración puede considerar dos tipos de enfriamiento:

- Enfriamiento evaporativo en las torres húmedas: emplea como medio principal de disipación el calor latente de la evaporación de parte del agua del ciclo de refrigeración que producirá un aumento de humedad en el aire atmosférico. Además, también emplea el calor sensible que absorbe el aire del agua para incrementar su temperatura.
- Enfriamiento seco o solo-aire en las torres secas: emplea como único medio de disipación el calor sensible de un aire que nunca entra en contacto directo con el agua del ciclo de refrigeración y que, por tanto, solo ve incrementada su temperatura (humedad constante).

La elección entre las anteriores opciones está basada en dos criterios muy claros:

1. El calor latente producido por parte de la evaporación del agua del ciclo de refrigeración es muy superior al calor sensible que solamente incrementa la temperatura del aire atmosférico circulado por la torre, es decir, el enfriamiento evaporativo es, en cuanto a eficacia, muy superior al enfriamiento seco.

2. La evaporación del agua del ciclo de refrigeración en las torres húmedas que operan bajo un enfriamiento evaporativo debe ser permanentemente repuesta con los costes que ello genera. Sin embargo, en el enfriamiento seco dichos costes no se generan pues la evaporación de parte del agua del ciclo de refrigeración no se produce.

La menor eficacia del enfriamiento seco respecto al enfriamiento evaporativo provoca que para satisfacer una misma carga térmica el enfriamiento seco haga uso de una cantidad de aire muy superior a la empleada en el enfriamiento evaporativo por lo que las torres secas son más voluminosas que las torres húmedas.

La máxima que se debe emplear teniendo en cuenta ambos criterios es evidente:

Emplear el enfriamiento evaporativo en lugares donde el abastecimiento permanente de agua de calidad y barata sea viable debido a la proximidad de algún río o mar y hacer uso del enfriamiento seco donde tal disponibilidad de agua no se produzca, sabiendo de antemano que se estará haciendo uso de un enfriamiento menos eficaz.

Otra característica diferencial en las torres de refrigeración es el elemento que produce el movimiento de aire por su interior, conocido como tiro del aire. Así, se puede obtener dos tipos de tiro:

- Tiro natural: aprovecha el gradiente de densidades, generado durante la transferencia de calor en el interior de la torre, para inducir el movimiento de aire por flotabilidad. Tras la transferencia de calor se genera un foco caliente en un punto bajo de la torre que origina una baja densidad del aire situado en esta zona, sin embargo, a medida que se asciende por la torre la temperatura desciende y la densidad aumenta de tal modo que el aire más liviano de la zona más baja de la torre va ascendiendo por la misma hasta ser evacuado finalmente por la parte superior.

- Tiro mecánico: impulsa el aire por el interior de la torre mediante ventiladores situados a la entrada de la torre (tiro mecánico forzado) o en la salida de la misma (tiro mecánico inducido).

La comparación entre ambos tipos de tiro tiene las principales consecuencias directas:

1. El tiro mecánico precisa de costes de operación y mantenimiento derivados del funcionamiento del ventilador mientras que en el tiro natural dichos costes no se producen.

2. Para favorecer el tránsito del aire, las torres de tiro natural deben ser mucho más voluminosas que las torres de refrigeración de tiro mecánico en que la geometría de la torre no resulta ser tan crítica como en las anteriores.

3. El control que se tiene sobre el proceso es superior en las torres de tiro mecánico ya que se puede jugar con la potencia de ventilación para hacer circular más o menos aire, haciendo más o menos exigente la refrigeración del ciclo.

4. El tiro natural se apoya sobre la evolución de la temperatura y humedad del aire por lo que la dependencia de las condiciones climáticas en este tipo de torres es muy elevada en comparación con las torres de tiro mecánico.

El criterio de elección de un tipo u otro de tiro es el siguiente:

Elegir siempre que se pueda el tiro natural ya que a la larga tiene mejores características de mantenimiento, operación y, por tanto, de costes. Sin embargo, si se pretende tener un control elevado en la refrigeración del ciclo o si se proyecta la construcción de la torre en un lugar donde las condiciones climáticas son excesivamente cambiantes o la normativa o características del terreno no permiten la construcción de torres voluminosas, se debe recurrir a las torres de tiro mecánico, con los costes adicionales que ello conlleva.

5.2 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS.

Finalmente se exponen las conclusiones obtenidas a partir del planteamiento de las tres metas propuestas en el objetivo y alcance del proyecto:

1. El objetivo principal era aportar la solución más adecuada para la refrigeración mediante torres de una central térmica de estudio implantada en tres escenarios distintos en que se ha jugado con las condiciones geográficas, climáticas, económicas, sociales y medioambientales.

Tras la revisión de la tecnología existente y explicación teórica de la operación de las distintas torres se ha elegido tres de ellas, cada una para el escenario correspondiente, y se ha procedido con su diseño. De este modo las previsiones teóricas empleadas para la elección de la torre en función del escenario de implantación, se han manifestado numéricamente en los cálculos de los distintos diseños. Con lo dicho, se llega a la tabla 6, recuperada de la conclusión del capítulo 4:

Características	Tipo de torres		
	Torre húmeda de tiro natural	Torre seca de tiro natural	Torres húmeda de tiro inducido
Eficacia de enfriamiento	Enfriamiento efectivo	Enfriamiento poco efectivo	Enfriamiento efectivo
Mínima temperatura del proceso	Temperatura de bulbo húmedo del aire	Temperatura de bulbo seco del aire	Temperatura de bulbo húmedo del aire
Consumo de agua	Consumo permanente de agua de refrigeración (1-5 %)	Ninguno	Consumo permanente de agua de refrigeración (1-5 %)
Tamaño construcción	Construcciones relativamente voluminosas	Construcciones voluminosas	Construcciones relativamente pequeñas
Durabilidad	Duradera	Duradera	No duradera
Inversión inicial	Elevada	Muy elevada	Relativamente baja
Costes de operación y mantenimiento	Costes de mantenimiento reducidos	Costes de mantenimiento reducidos	Costes de mantenimiento elevados
Control del proceso	Bajo	Bajo	Elevado
Dependencia del medio	Elevada	Elevada	Baja
Posible recirculación	Difícil	Muy difícil	Posible
Problemas de corrosión y suciedad de tuberías	Frecuentes	Controlados	Frecuentes
Peligro de Legionella	Posible	Ninguno	Posible
Ruido	Medio (goteo)	Silenciosas	Elevado (goteo + ventilador)



	Escenario I	Escenario II	Escenario III
Descripción de escenario de implantación	Disponibilidad plena de agua. Disponibilidad de espacio relativamente alta. Incapacidad de mantenimiento. Condiciones meteorológicas estables.	Indisponibilidad de agua. Disponibilidad de espacio muy alta. Incapacidad de mantenimiento. Condiciones meteorológicas estables.	Disponibilidad plena de agua. Disponibilidad de espacio baja. Capacidad de mantenimiento exigente. Condiciones meteorológicas cambiantes.
Ejemplo de escenario de implantación.	Proximidad de un río, lago, estanque o mar	Desierto	Ciudad

Tabla 6: Conclusiones sobre las torres de refrigeración diseñadas.

2. El objetivo secundario era el diseño del ciclo de potencia que se ha refrigerado.

Este proyecto, apoyándose en la disposición de La Central Térmica de La Robla (León) y asumiendo una serie de hipótesis simplificativas ha diseñado un ciclo de potencia cuyos resultados han sido contrastados con distintos métodos dando muestra de la buena aproximación a la realidad del ciclo de potencia obtenido.

3. Finalmente, como tercer objetivo se había considerado dar valor a las conclusiones de este proyecto.

Mediante la revisión del estado del arte de las centrales térmicas de carbón se deduce que se trata todavía de una tecnología fundamental en la generación de energía eléctrica de nuestros días cuyo estudio, diseño y mejora deben ir encaminados hacia la optimización de rendimientos que en definitiva repercutirá en la economía y mantenimiento de las centrales térmicas, así como en una reducción de las emisiones de gases de efectos adversos derivados de su actividad.

ANEXO 1

CICLO RANKINE

Conviene entender las transformaciones termodinámicas que sufre el agua en su recorrido por los distintos dispositivos de la central ya que es la única forma de comprender la presencia y localización de todos y cada uno de los equipos presentes. Las centrales térmicas que, como en el caso de la central de estudio, producen electricidad mediante turbinas de vapor operan bajo el Ciclo Rankine. Se trata de un ciclo cerrado en el que el agua mediante calentamientos, enfriamientos, compresiones y expansiones entrega una potencia neta que se podrá transformar en electricidad.

En este anexo se explicará el fundamento del ciclo Rankine elemental, las variantes y mejoras que permiten mejorar la eficacia y eficiencia del proceso y una breve explicación del diagrama que ilustra la evolución que sufre el agua al recorrer el ciclo, el diagrama T-s.

Diagrama T-s.

El conocimiento del diagrama T-s es fundamental para la comprensión del ciclo Rankine. Es un diagrama que permite conocer las propiedades termodinámicas de un fluido, en este caso agua, mediante el conocimiento de solo dos de ellas. Las propiedades que muestra el diagrama T-s son:

- Temperatura (eje vertical).
- Entropía (eje horizontal).
- Presión (isobaras).
- Entalpía específica (líneas isoentálpicas).
- Densidad (líneas isocóricas).
- Título de vapor de la mezcla vapor-líquido (líneas de título constante).

A continuación se muestra un diagrama T-s esquemático que ilustra lo mencionado anteriormente:

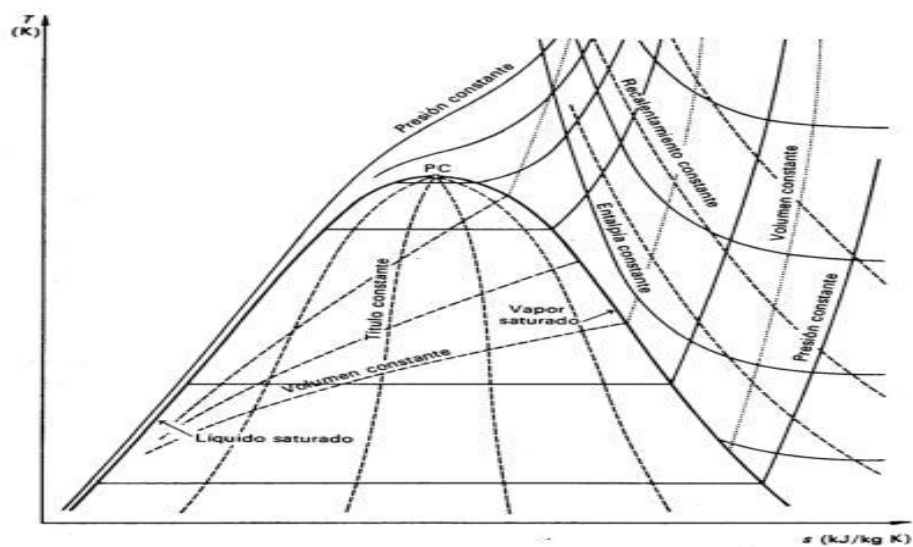


Figura 22: Diagrama T-s del agua.

El interior de la campana muestra estado de mezcla vapor- líquido, el borde izquierdo de la campana muestra estado de líquido saturado y el borde derecho de la campana muestra vapor saturado. A la izquierda del líquido saturado se tiene líquido subenfriado, mientras que a la derecha del vapor saturado se tiene vapor sobrecalentado.

Ciclo Rankine elemental.

La disposición de un ciclo Rankine elemental responde a la siguiente imagen:

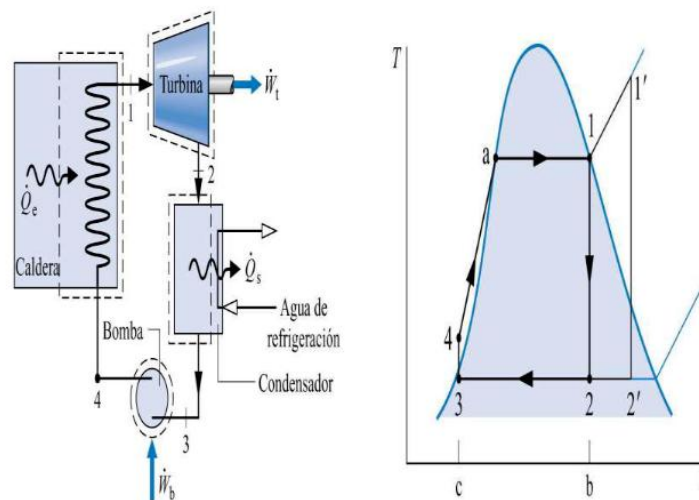


Figura 23: Ciclo Rankine elemental.

Como se aprecia en la anterior imagen el líquido saturado (3) es bombeado hacia la entrada de la caldera (4), siendo ahora líquido subenfriado. El líquido subenfriado se calienta en la caldera pasando por saturación, cambiando de fase y sobrecalentándose para salir de la caldera como vapor sobrecalentado (1), este es el punto en el que la presión y temperatura del fluido son máximas. Con esta condición de máxima disposición de energía del fluido para realizar trabajo, se hace pasar por una turbina involucrando gran parte de su energía en hacer girar sus álabes extrayéndose así la energía eléctrica que se aprovecha. Tras el turbinado el vapor sin energía (2) deberá ser condensado para introducir de nuevo líquido saturado en la bomba y comenzar otro ciclo.

Por tanto, estos son los procesos elementales de un ciclo Rankine ideal:

- 2, 2' \rightarrow 3: Condensación en el condensador.
- 3 \rightarrow 4: Compresión con la bomba.
- 4 \rightarrow 1: Calentamiento en la caldera. Se distinguen tres etapas en el calentamiento:

- $4 \rightarrow a$: Calentamiento del líquido subenfriado hasta saturación.
 - $a \rightarrow 1$: Evaporación del líquido saturado para dar vapor saturado.
 - $1 \rightarrow 1'$: Sobrecalentamiento del vapor saturado.
- $(1 \rightarrow 2), (1' \rightarrow 2')$: Expansión en la turbina.

Nota: el hecho de que haya dos posibles descompresiones en la turbina quiere decir que se ha representado el ciclo tomando dos posibles consideraciones: vapor sale de la caldera y entra en la turbina como vapor sobrecalentado ($1'$) o lo hace como vapor saturado (1). Normalmente, en la caldera se genera vapor sobrecalentado pues se mejora el rendimiento del ciclo como se verá a continuación.

Hipótesis simplificativas en los procesos del ciclo:

- Las turbomáquinas (bomba y turbina) donde se producen la compresión y expansión se consideran isoentrópicas. Esto quiere decir que el rendimiento isoentrópico de ambas turbinas es 100% y el proceso es reversible.
- Los intercambios de calor en caldera y condensador se realizan sin variación de presión (movimiento en el diagrama T-s por la misma isobara).

Rendimiento del ciclo:

El rendimiento máximo de este ciclo térmico se puede relacionar con el rendimiento máximo de una máquina térmica de Carnot en que su rendimiento ideal, considerando proceso reversible, responde a la siguiente fórmula: $\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c}$.

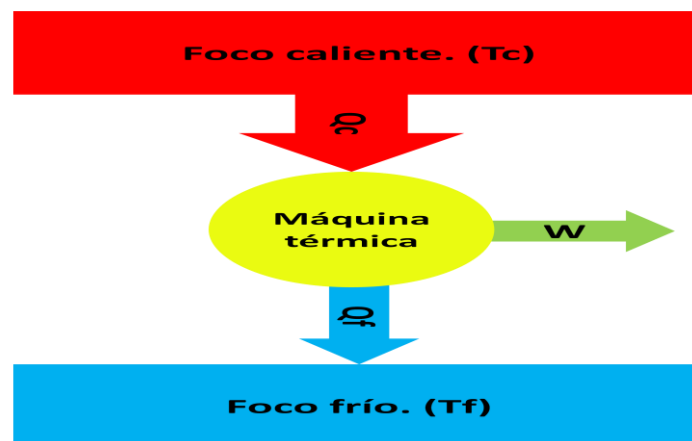


Figura 24: Flujo de calor en una máquina térmica de Carnot.

Por tanto, aunque no sea real este rendimiento si se puede establecer que si se mejora el rendimiento máximo expresado en la anterior fórmula consecuentemente se mejorará el rendimiento real del ciclo. Según la expresión anterior, la maximización del rendimiento del ciclo se puede conseguir de dos maneras:

- Haciendo que la temperatura del foco caliente alcance los máximos valores posibles. (Aumentar la temperatura a la que el fluido absorbe calor en la caldera)
- Haciendo que la temperatura del foco frío alcance los mínimos valores posibles. (Disminuir la temperatura a la que el fluido cede calor en el condensador)

Mejoras en el ciclo Rankine.

En relación a lo expuesto en el anterior apartado estas son las mejoras aplicables sobre el ciclo Rankine para mejorar eficiencia y/o eficacia del proceso:

1. Sobrecalentamiento.

Consiste, como se mencionó anteriormente, de aportar al vapor saturado un extra de calor en la caldera con el fin de sobrecalentarlo. Es decir, se aumenta la temperatura de absorción de calor del fluido en la caldera de tal modo que dispone de más energía para expandirse en la turbina de alta presión y en las sucesivas.

Además de mejorar el rendimiento energético del ciclo también se consigue proteger las turbinas ya que se aumenta el título de vapor de la mezcla (agua-vapor) de las últimas turbinas de modo que la condensación del vapor no perjudica el buen funcionamiento de las turbinas de baja presión.

Se establece que el título de vapor de salida de fluido de la turbina ha de ser como mínimo de un 90% (90% vapor – 10% líquido) para proteger a los álabes de la erosión que provocan los choques contra las gotas de agua líquida.

Por tanto, el sobrecalentamiento es un proceso esencial en el ciclo Rankine y el límite de su intensidad lo marcará la severidad de condiciones que los materiales de los equipos del ciclo puedan soportar.

2. Recalentamiento.

Consiste en realizar un calentamiento extra sobre el vapor que sale de la turbina de alta presión, reintroduciéndolo en la caldera. De este modo se aporta al vapor la energía suficiente para seguir expandiéndose en las siguientes turbinas (media y baja presión) con buen rendimiento energético. Realmente lo que se hace es aumentar la temperatura media a la que el vapor absorbe calor. Como ya ocurría con el sobrecalentamiento, el recalentamiento también protege el mantenimiento de las turbinas de baja presión ya que aumenta el título de vapor de la mezcla que sale de ellas.

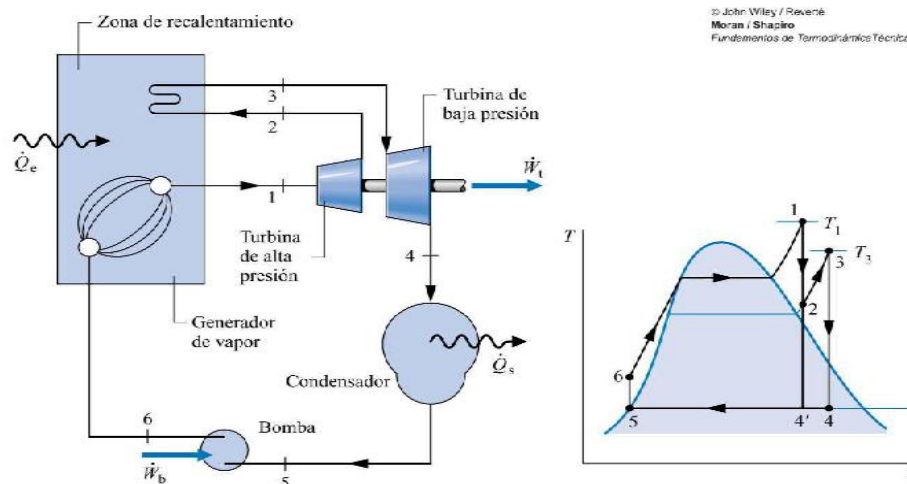


Figura 25: Ciclo Rankine con recalentamiento.

3. Regeneración.

Consiste en realizar extracciones del vapor que sale de las turbinas para calentar el agua que está siendo conducida desde el condensador hasta la caldera. A pesar de disminuir la potencia extraída de las sucesivas turbinas (menos flujo másico) se consigue que el agua entre ya caliente en la caldera de modo que la exigencia de la caldera (ahorro de combustible) a la vez que se aumenta la temperatura media a la que el fluido absorbe calor, mejorando así el rendimiento. En este apartado toma especial relevancia la presencia de los FWH que ponen en contacto ambas corrientes: el vapor de la extracción de la turbina y el agua que se conduce a la caldera. El vapor se condensa cediendo calor al agua que va incrementando su temperatura de camino a la caldera. Otra ventaja añadida es que también se disminuye el trabajo del condensador ya que parte del flujo se está condensando en los FWH, de este modo se podrá reducir la exigencia del ciclo de refrigeración, por el que podrá circular menos cantidad de agua lo que conllevará una disminución de potencia de bomba y ventiladores (reducción de costes y ruidos).

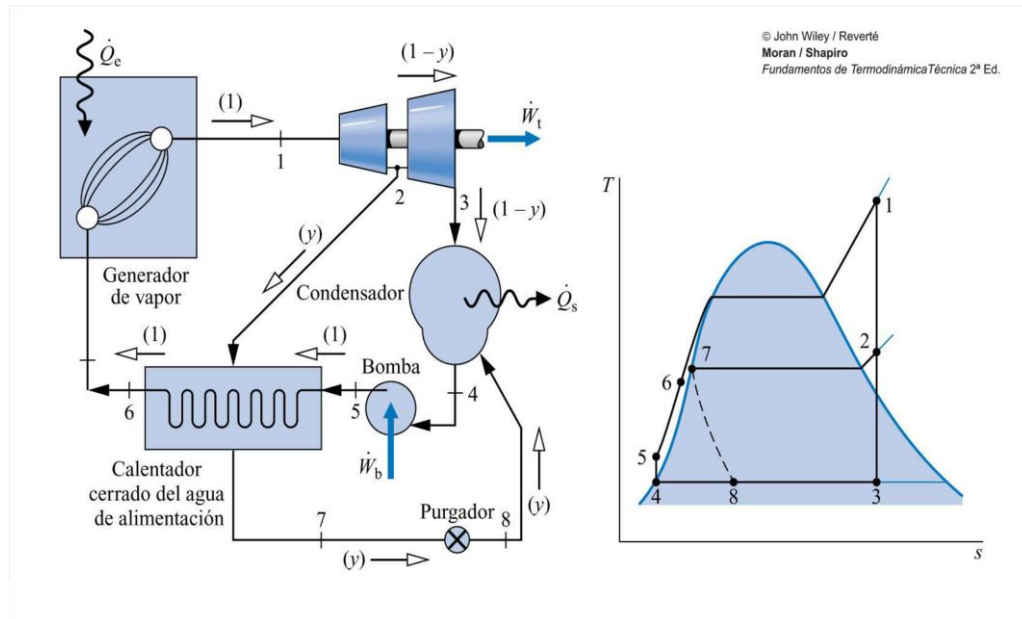


Figura 26: Ciclo Rankine con regeneración.

4. Aumento de presión máxima – Reducción de presión mínima.

Otra medida que se ha de tomar en un ciclo Rankine es aumentar la presión máxima en la caldera, lo cual aumentará la temperatura del foco caliente, o reducir la presión mínima en el condensador, lo cual disminuirá la temperatura del foco frío. Ambas presiones deberán estar dentro de los límites que soporten los distintos equipos, sin embargo, hay que hacer una mención especial en el caso de la mínima presión de condensación y es que si se disminuye la presión de condensación por debajo de la presión atmosférica el aire atmosférico tenderá a entrar en la instalación aprovechando cualquier resquicio. La entrada de aire en la instalación es fatal, en primer lugar, para el funcionamiento de las bombas y, en segundo lugar, a las elevadas temperaturas que se alcanzan en la caldera la presencia de oxígeno por el interior de los tubos genera la oxidación de los mismos, lo cual reduce la vida de la caldera. Es por tanto imprescindible la presencia de un desgasificador que elimine el aire de la corriente de agua reconducida a la caldera.

ANEXO 2

COMBUSTIBLE-CARBÓN

En este anexo se tratará uno de los combustibles que más comúnmente alimenta las calderas de las centrales térmicas en todo el planeta: el carbón.

El carbón es una roca sedimentaria originada por la acumulación, enterramiento y transformación, con enriquecimiento en carbono, de restos de materia vegetal. Le debe su nombre a su elemento mayoritario, el carbono, aunque también contiene otros elementos como hidrógeno, nitrógeno, azufre, oxígeno y otras impurezas.

TIPOS DE CARBÓN.

La clasificación más empleada de los distintos tipos de carbón es la que los ordena según la antigüedad de formación, contenido en carbono y dureza dando así a la siguiente lista de variedades del carbón, ordenando de mayor a menor de las anteriores características:

1- Antracita.

Surge como transformación de la hulla. Es un carbón duro, quebradizo y brillante. Posee una elevada concentración de carbono, superior al 90%, una humedad inferior al 3% y un 3.6% de volátiles. Dada su composición el poder calorífico (23-38 MJ/kg) lo sitúa como el tipo de carbón más energético que existe, además es el que menos humo y hollín desprende por lo que es el carbón de combustión más limpia. Como inconveniente se puede apuntar que es un carbón al que le cuesta arder. Actualmente la antracita se emplea de forma preferente en las centrales termoeléctricas.



Figura 27: Muestra de antracita.

2- Hulla.

Se forma cuando se comprime el lignito. Se trata de un material de color negro brillante, con estructura estratificada y muy frágil. La hulla no es un material homogéneo pues presenta diversas variedades, incluso en las distintas capas de un mismo yacimiento. Posee entre un 70% y un 85% de carbono en base seca, una humedad entre un 5% y 10% y contenido en volátiles que oscila entre 15% y 30%. Es un combustible de elevado poder calorífico (22-35 MJ/kg), fácilmente tratable y

además es el carbón con más presencia en la Tierra por lo que su importancia económica es la más elevada dentro de la familia de los carbones.

Actualmente su utilización está sujeta a la siderurgia y centrales termoeléctricas.

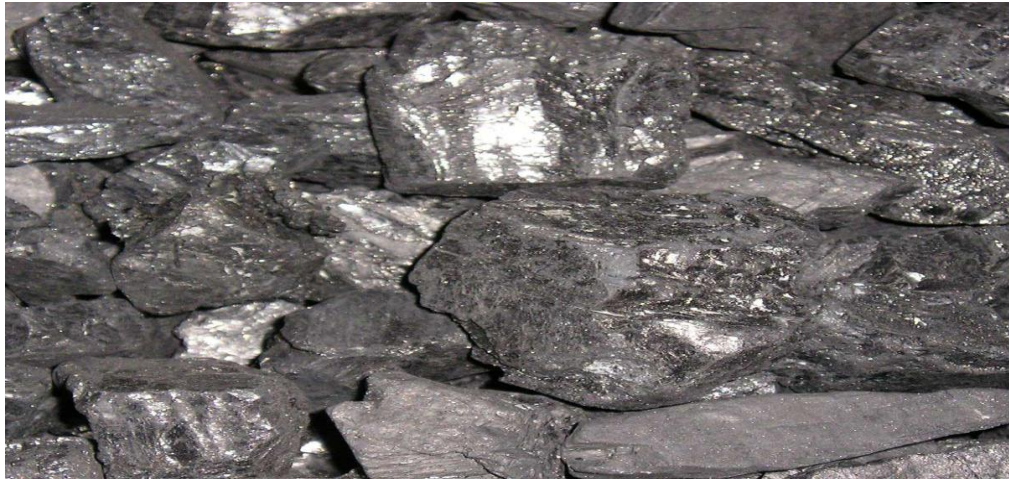


Figura 28: Muestra de hulla.

3- Lignito.

Este carbón de color pardo y desmenuzable, con estructura fibrosa, se origina a partir de la compresión de la turba, de modo que sin poseer un poder calorífico elevado (8-18 MJ/kg) supera al de la turba. Posee un contenido en volátiles superior al 45%. Su bajo poder calorífico y otros aspectos indeseables de su combustión han limitado su explotación.

Actualmente su uso escaso se destina a la producción de potencia en termoeléctricas.



Figura 29: Muestra de lignito.

4- Turba.

Se trata de un tipo de carbón esponjoso y ligero formado por la descomposición de las plantas. Las condiciones de presión y temperatura no han sido muy severas en su formación, lo cual repercute directamente en su composición y, por tanto, en su poder calorífico. Posee un 60% de carbono en base seca y un 90% de humedad. Por la anterior causa, la calificación de la turba como carbón es más que dudosa. El poder calorífico de este material, al que le cuesta arder, es realmente bajo (6-13 MJ/kg) y además para poder emplearlo como combustible deberá ser deshumedecido con antelación, todo ello provoca que la importancia económica de la turba sea muy escasa.



Figura 30: Muestra de turba.

Nota: a la hora de hablar de poder calorífico hay que distinguir dos tipos: El Poder Calorífico Superior (PCS) que incluye tanto el calor útil que extraemos de un combustible como el calor que se invierte en la formación y evaporación del agua y el Poder Calorífico Inferior (PCI) únicamente incluye el calor útil que podemos invertir en el proceso. Los poderes caloríficos a los que se ha hecho referencia anteriormente son PCI.

TÉCNICAS DE EXTRACCIÓN DEL CARBÓN

Principalmente se pueden dar dos tipos de explotación minera en función de la profundidad del yacimiento:

1. Minería a cielo abierto: La extracción del carbón se realiza en la superficie exterior porque el yacimiento está efectivamente en el exterior o porque la escasa profundidad del yacimiento ha permitido extraer el material rocoso superior para poder explotar el recurso al aire libre.

2. Minería subterránea: En este caso el mineral se encuentra tan profundo que la única forma de extraerlo es picarlo desde el interior de la tierra. De este modo se construye un sistema interconectado de galerías, vías, ascensores que facilitan el acceso al carbón.

Hay que destacar que, en general, cuanto más profundo se localice el carbón mejores propiedades caloríficas tendrá (mayor PCI y menor humedad, fundamentalmente). Sin embargo, la dificultad y peligrosidad de la extracción de carbón en las minas subterráneas repercute negativamente sobre el coste del carbón sobre todo por gastos derivados de sueldos y seguridad de los mineros así como de una infraestructura más crítica.

SITUACIÓN ACTUAL DEL CARBÓN COMO FUENTE DE ENERGÍA PRIMARIA

Según comentan Jose M^a García Alonso y Juan E Iranzo Martín en su obra *La energía en la economía mundial y en España* [37], tras un largo periodo de declive de carbón acentuado por la irrupción de combustibles derivados del petróleo todo hacía pensar que el carbón no recuperaría ni una mínima parte de la importancia energética que tuvo durante la Revolución Industrial.

Surge entonces en el año 1973 la conocida Crisis del Petróleo, motivada por las fuertes fluctuaciones de su precio y las continuas restricciones en su oferta por parte de la OPEP (Organización de Países Exportadores de Petróleo). Se produce así una nueva oportunidad para que el carbón recobre su importancia perdida que rápidamente será limitada por tres causas fundamentales:

- La aleatoriedad de las subidas y bajadas de los precios del crudo generan una incertidumbre en los grandes inversores que reduce su seguridad para realizar inversiones en otras fuentes de energía.
- La dificultad técnica y económica para rehabilitar minas abandonadas durante largos periodos de tiempo en los que no se han realizado labores de mantenimiento.
- La crisis energética que se había producido repercutió negativamente en la actividad y consumo de energía.

El siguiente gráfico muestra la evolución de la demanda sufrida por las principales fuentes de energía primaria desde la Revolución Industrial hasta la última década del pasado siglo a nivel mundial, mediante una relación porcentual:

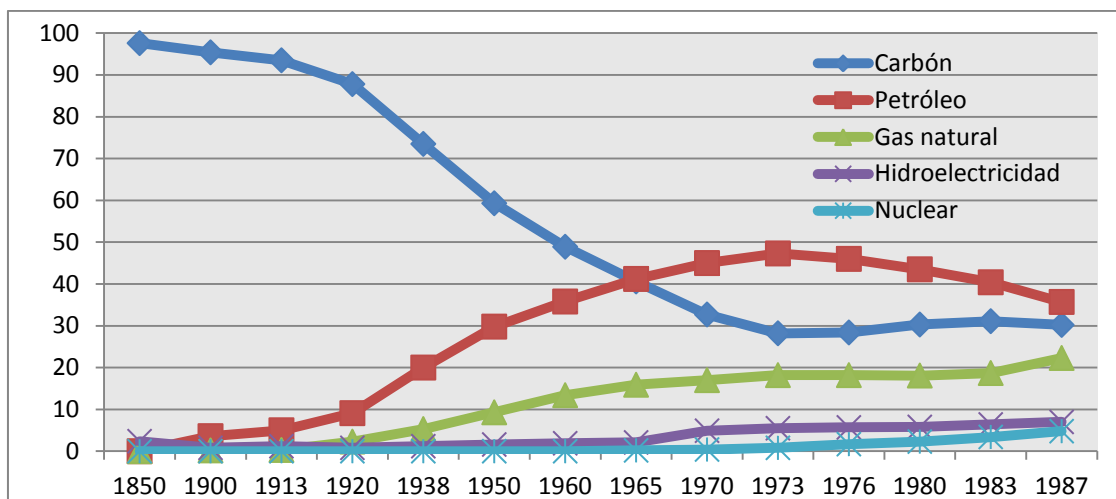


Figura 31: Evolución de la utilización de distintas fuentes de energía primaria.

Aunque se podría hacer un análisis muy exhaustivo de la anterior figura sobre todo hay que destacar lo siguiente:

- En los alrededores de 1850 se produce la Revolución Industrial, cuyo motor energético fue la combustión del carbón (prácticamente 100% del total de la demanda).
- Las curvas de la demanda del carbón y del petróleo son complementarias:
 - La crecida de la demanda del petróleo desde 1920 hasta 1973 se traduce en un decremento de la demanda del carbón durante el mismo periodo de tiempo.
 - El máximo valor alcanzado por la demanda del petróleo en 1973 (antes de la Crisis del Petróleo) coincide la mínima demanda de carbón.
 - Desde 1973 hasta 1987 se produce un progresivo descenso de la demanda del petróleo y leve incremento de la demanda del carbón.
- Relativa poca importancia de fuentes de energía primaria más limpias que el petróleo y carbón. No obstante, la demanda de gas natural sufre una interesante crecida desde 1920 hasta 1970.

Tras este breve repaso de la evolución de la demanda energética en el último siglo y medio se comentará la situación que ocupa el carbón en los últimos años. La aplicación que mantiene al carbón en una situación de demanda privilegiada en nuestros días a nivel mundial es su combustión en las termoeléctricas. Sin embargo, su empleo representa las siguientes amenazas:

- Grandes emisiones de CO_2 que aceleran el efecto invernadero.
- Emisión de pequeñas partículas (PM) procedentes de las cenizas volátiles generadas en la combustión.

- Tras la combustión el azufre que forma parte de las impurezas del carbón da lugar a ácido sulfúrico, responsable del fenómeno conocido como lluvia ácida.
- Emisiones de NO_x que entre otros productos puede generar ácido nítrico contribuyendo también a la lluvia ácida.
- Impacto ambiental, visual y ecológico producido por las explotaciones mineras que contaminan y destroran los ecosistemas, complicando enormemente su rehabilitación.
- Riesgo de accidentes en las explotaciones mineras y deterioro acelerado de la salud de sus empleados.

Por estas razones, principalmente por el perjuicio de sus emisiones, el carbón está en el punto de mira de activistas ecologistas que con razón han conseguido transmitir su preocupación a distintos organismos nacionales e internacionales para controlar meticulosamente su explotación.

No obstante, los organismos nacionales e internacionales, más concretamente los organismos europeos no quieren desprender a los países miembros del empleo de carbón como fuente de energía primaria ya que dota a los usuarios de independencia frente a las variaciones en disponibilidad y precio de las fuentes de energía derivadas del petróleo.

Las ventajas que tiene el carbón es que es una fuente de energía primaria almacenable (no como muchas fuentes de energía renovable), autóctona y disponible (no como las fuentes de energía derivadas del petróleo). Se debe aprender del error cometido en 1873 y garantizar el suministro energético con fuentes autóctonas como el carbón para que una nueva crisis del petróleo no vuelva a originar otra crisis energética. Sin embargo, no se debe escatimar en inversiones para reducir el impacto humano y medioambiental derivado de su uso.

ANEXO 3

DISEÑO DEL CICLO DE POTENCIA

Este anexo detalla, en primer lugar, las hipótesis simplificadoras que se consideran para poder abordar el ciclo de potencia presentado en el apartado 2.1. En segundo lugar, se explicará el método que se ha seguido para la resolución de este ciclo de potencia simplificado y, finalmente, se desarrolla dicho método con los cálculos que permiten diseñar el ciclo de potencia simplificado de la central térmica de carbón de estudio.

Simplificación del ciclo de potencia:

Hay que destacar la imposibilidad de hacer cálculos que predigan una situación exactamente igual a la real, ya que se deberían considerar demasiados efectos, algunos de ellos difíciles de cuantificar de forma precisa. Es por ello que se recurre al empleo de hipótesis simplificadoras que se deben conocer y especificar bien ya que de algún modo muestran cuáles han sido las limitaciones del estudio y explican la falta de concordancia entre el modelo simulado y el modelo real. De este modo se conocerá de antemano por donde se debe mejorar la precisión del trabajo en el caso de que se pretenda obtener resultados más próximos a la realidad.

A continuación se enumeran las hipótesis simplificadoras del modelo de ciclo estudiado:

1. No se considera el transporte del fluido térmico de un equipo a otro.

Esto quiere decir que no se consideran pérdidas de carga ni de calor en las tuberías, así como diferencias de velocidades y alturas entre los distintos puntos termodinámicos, de modo que el estudio se está realizando sobre un ciclo plano en que las propiedades del fluido salen de un equipo tal y como entran en el siguiente. Se trata de una hipótesis muy fuerte que según el caso puede alejar los resultados obtenidos de los resultados reales. En el caso en que las tuberías estén sometidas a temperaturas extremadamente frías las pérdidas térmicas pueden ser muy importantes por lo que habría que estudiar una solución al respecto como pudiera ser el empleo de recubrimientos aislantes o alejar las tuberías de las condiciones adversas. Por tanto, considerar que el fluido térmico no interactúa con el ambiente puede llevar a no tomar precauciones de extrema necesidad. No considerar pérdida de carga por las tuberías es restar una parte importante de la potencia consumida por las bombas lo cual puede generar conclusiones excesivamente optimistas, más aun cuando tras el paso del tiempo las paredes interiores de las tuberías van quedando cubiertas de depósitos calcáreos que aumentan la potencia consumida en el bombeo. Es necesario hallar una solución a este problema a pesar de que el presente estudio no lo considera. Siguiendo con la idea anterior, simplificar el circuito real como un ciclo plano es desconsiderar el trabajo que deben consumir los sistemas de bombeo para alcanzar alturas tan elevadas como las calderas o las torres de refrigeración.

2. El estudio se realiza en régimen estacionario

Esto quiere decir que en ninguna parte del ciclo se produce acumulación o fuga de materia y energía, es decir, que “todo lo que entra por algún lado, sale por otro” manteniéndose así las propiedades constantes en los volúmenes de control.

3. Simplificaciones en los distintos equipos que integran el ciclo.

3.1. Turbomáquinas isoentrópicas: se considera que las bombas y turbinas del ciclo actúan en un proceso reversible sin pérdidas exergéticas (energía que no se recupera). No obstante, se intentará deshacer esta simplificación mediante la introducción de un rendimiento isoentrópico en las turbomáquinas.

3.2. Intercambiadores de calor isobáricos: se considera que la presión en caldera, condensador, desaireador y FWH no varía durante el intercambio de calor.

3.3. Válvulas isoentálpicas: se considera que la expansión que se produce en las válvulas no genera variación de entalpía, es decir, el agua al expandirse en las válvulas no entrega parte de su energía.

3.4. Mezcladores con conservación de entalpía: se considera que la suma de energía que llevan las dos corrientes que confluyen en el mezclador es igual a la energía que sale del mismo, es decir, no se producen pérdidas energéticas en los mezcladores.

3.5. El fluido entra en las bombas como líquido saturado.

Método para el cálculo del ciclo de potencia.

Una vez establecidas las hipótesis que van a regir y simplificar el estudio del ciclo se procede con el cálculo del mismo. Básicamente, lo que se debe hacer es especificar las propiedades del fluido en todas las partes del ciclo (puntos termodinámicos numerados en el diagrama de flujo del apartado 2.1). Las propiedades del agua en cada punto termodinámico quedan perfectamente definidas con la intersección de dos de ellas. Las simplificaciones establecidas y la exigencia de que dos corrientes de fluido que interactúan deben estar a la misma presión permiten determinar la presión del fluido en todos los puntos termodinámicos del ciclo. Por tanto, para definir las propiedades del fluido en cada punto será necesario encontrar una propiedad adicional del mismo. Esta segunda propiedad se obtiene a partir de los datos de entrada de los que ya se dispone y efectuando la evolución de las propiedades del fluido de un punto termodinámico al consecutivo de acuerdo con las hipótesis simplificativas mencionadas con anterioridad.

Desarrollo de cálculos para diseño del ciclo de potencia.

Los cálculos para el diseño del ciclo de potencia se ha abordado con el programa informático Mathcad. Se ha usado de manera decisiva una aplicación llamada CoolProperties, una herramienta que integra las funciones que determinan las propiedades del fluido a través de la introducción como argumento de dos propiedades termodinámicas del fluido y, obviamente, el nombre del fluido con el que se está tratando, el agua.

A continuación se muestra el cálculo del ciclo de potencia de la central térmica de estudio:

Cálculo del ciclo de potencia.

Hipótesis del ciclo:

- El análisis se realiza en estacionario.
- El fluido térmico del ciclo no interactúa con el ambiente.
- No se consideran variaciones de energía cinética y potencial en el fluido térmico.

Hipótesis de equipos:

- Intercambios de calor en caldera, condensador, FWH y desaireador: isobáricos.
- Compresiones y descompresiones en bombas y turbinas: isentrópicas.
- Válvulas isoentálpicas.
- Extracciones isoparamétricas.
- Tuberías isoparamétricas, es decir, el fluido térmico sale con las mismas propiedades de un equipo que las propiedades que tiene al entrar en el siguiente.
- Mezclas con conservación de entalpía.
- Entradas en bombas como líquido saturado.
- Drenajes de los FWH como líquido saturado (sin subenfriamiento).

Inputs del ciclo:

Vapor generado en el evaporador: $m_v := 250 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Temperatura de vapor sobrecalentado: $T_1 := (538 + 273)\text{K} = 811\text{K}$

Presión de vapor sobrecalentado: $P_1 := 160 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Temperatura de vapor recalentado: $T_4 := (538 + 273)\text{K} = 811\text{K}$

Presión de salida de la primera turbina: $P_2 := 100 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Presión de salida de la segunda turbina: $P_3 := 30 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Presión de vapor recalentado: $P_4 := P_3 = 3 \cdot 10^6 \text{Pa}$

Presión de salida de la tercera turbina: $P_5 := 20 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Presión de salida de la cuarta turbina: $P_6 := 9.3 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Presión de salida de la quinta turbina: $P_7 := 7 \cdot 10^5 \text{Pa}$

Presión de salida de la sexta turbina: $P_8 := 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Presión de salida de la séptima turbina: $P_9 := 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Presión de salida de la octava turbina: $P_{10} := 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Presión de salida de la novena turbina: $P_{11} := 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Presión de salida de la décima turbina: $P_{12} := 0.1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Rendimientos:

turbinas: $\eta_t := 75\%$

bombas: $\eta_b := 75\%$

Sistema de unidades

$\text{kJ} := 10^3 \text{ J}$

$\text{MJ} := 10^3 \text{ kJ}$

CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE LOS PUNTOS DEL CICLO QUE YA PODEM OBTENER CONSIDERANDO LOS INPUTS Y LAS HIPÓTESIS ANTERIORES:

Punto 1: salida del sobrecalentador (P_1)

Propiedades del fluido:

$$P_1 = 1.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 811 \text{ K}$$

$$h_1 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_1}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_1}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 3.406 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_1}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_1}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 6.442 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat1}} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_1}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 620.505 \text{ K}$$

$$\rho_1 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_1}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_1}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 47.903 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 4: salida del recalentador (P_4)

Propiedades del fluido:

$$P_4 = 3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_4 = 811 \text{ K}$$

$$h_4 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_4}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_4}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 3.542 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_4 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_4}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_4}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat4}} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_4}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 507.003 \text{ K}$$

$$\rho_4 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_4}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_4}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 8.17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 2: extracción de la turbina de alta. (6,2)

Propiedades del fluido:

$$P_2 = 1 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$s_2 := s_1 = 6.442 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_2 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_2}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_2}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.257 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_2 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_2}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_2}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 728.482 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}2} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_2}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 584.147 \text{ K}$$

$$\rho_2 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_2}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_2}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 33.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 3: salida de la turbina de alta. (6,3)

Propiedades del fluido:

$$P_3 = 3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$s_3 := s_2 = 6.442 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_3 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_3}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_3}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.939 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_3 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_3}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_3}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 551.79 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}3} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_3}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 507.003 \text{ K}$$

$$\rho_3 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_3}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_3}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 13.007 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 5: primera extracción de la turbina de medias (P)

Propiedades del fluido:

$$P_5 = 2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$s_5 := s_4 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_5 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"S"}, \frac{s_5}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_5}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.4 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_5 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_5}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_5}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 742.062 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}5} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_5}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 485.527 \text{ K}$$

$$\rho_5 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_5}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_5}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 5.947 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 6: segunda extracción de la turbina de medias (P)

Propiedades del fluido:

$$P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_6 := s_5 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_6 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"S"}, \frac{s_6}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_6}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.163 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_6 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_6}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_6}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 624.711 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}6} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_6}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_6 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_6}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_6}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.279 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 7: tercera extracción de la turbina de media presión

Propiedades del fluido:

$$P_7 = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_7 := s_6 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_7 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"S"}, \frac{s_7}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_7}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.085 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_7 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_7}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_7}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 585.28 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}7} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_7}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 438.096 \text{ K}$$

$$\rho_7 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_7}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_7}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.633 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 8: salida de la turbina de media presión

Propiedades del fluido:

$$P_8 = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_8 := s_7 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_8 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"S"}, \frac{s_8}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_8}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.085 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_8 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_8}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_8}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 585.28 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}8} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_8}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 438.096 \text{ K}$$

$$\rho_8 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_8}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_8}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.633 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Termodinámicamente los puntos 7 y 8 tienen las mismas propiedades, ya que en reson el mismo punto.

Punto 9: primera extracción de la turbina de bajas presiones

Propiedades del fluido:

$$P_9 = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_9 := s_8 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_9 := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_9}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_9}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.999 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_9 := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_9}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_9}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 541.343 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}9} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_9}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 424.981 \text{ K}$$

$$\rho_9 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_9}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_9}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.032 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 10: segunda extracción de la turbina de bajas presiones

Propiedades del fluido:

$$P_{10} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{10} := s_9 = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{10} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_{10}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{10}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.88 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{10} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_{10}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{10}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 480.173 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}10} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_{10}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 406.672 \text{ K}$$

$$\rho_{10} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_{10}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{10}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.374 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 11: tercera extracción de la turbina de baja (P₁₁)

Propiedades del fluido:

$$P_{11} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{11} := s_{10} = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{11} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_{11}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{11}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.796 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{11} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_{11}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{11}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 436.191 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}11} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_{11}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 393.36 \text{ K}$$

$$\rho_{11} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_{11}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{11}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 12: salida de la turbina de baja (P₁₂)

Propiedades del fluido:

$$P_{12} = 1 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$s_{12} := s_{11} = 7.343 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{12} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_{12}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{12}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.327 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{12} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_{12}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{12}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 318.956 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}12} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_{12}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 318.956 \text{ K}$$

$$\rho_{12} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_{12}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{12}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$q_{12} := \text{FluidProp} \left(\text{"Q", "S", } \frac{s_{12}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{12}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.893$$

De la última turbina sale una mezcla agua-vapor cuyo título debemos controlar para evitar que las gotas de agua que se puedan formar impacten sobre el borde de ataque de los álabes y los deteriore a lo largo del tiempo. Por tanto vamos a poner como límite un título de vapor de este punto de 0.9, modificando la presión de salida si fuera necesario. Es decir, para garantizar la durabilidad de la turbina se reducirá si es preciso la potencia extraída de la misma. Tras probar distintas presiones se ha comprobado que el máximo trabajo obtenido en la última extracción sin comprometer la durabilidad de los álabes de la turbina es con 0.9 obteniéndose un título de vapor de 0.9.

Punto 13: salida del condensador y entrada en la bomba de condensados (P₁₃)

Propiedades del fluido:

$$P_{13} := P_{12} = 1 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$q_{13} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{13} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{13}, \text{"P"}, \frac{P_{13}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 191.806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{13} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{13}, \text{"P"}, \frac{P_{13}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 318.956 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}13} := T_{13} = 318.956 \text{ K}$$

$$\rho_{13} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{13}, \text{"P"}, \frac{P_{13}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 989.833 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{13} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{13}, \text{"P"}, \frac{P_{13}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 0.649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 14: salida de bomba de condensados (P₁₄)

Propiedades del fluido:

$$P_{14} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{14} := s_{13} = 0.649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{14} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"S"}, \frac{s_{14}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_{14}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 192.735 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{14} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_{14}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_{14}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 318.987 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}14} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{14}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{14} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_{14}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_{14}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 990.222 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

CÁLCULO DE LOS DRENAJES

Punto 25: drenaje del FWH 6 (P₂₅)

Propiedades del fluido:

$$P_{25} := P_2 = 1 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$q_{25} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{25} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{25}, \text{"P"}, \frac{P_{25}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.408 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{25} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{25}, \text{"P"}, \frac{P_{25}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 584.147 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}25} := T_{25} = 584.147\text{K}$$

$$\rho_{25} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{25}, \text{"P"}, \frac{P_{25}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 688.424 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{25} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{25}, \text{"P"}, \frac{P_{25}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 3.361 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 27: drenaje del FWH 5 (P, q₂₇)

Propiedades del fluido:

$$P_{27} := P_5 = 2 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$q_{27} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{27} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{27}, \text{"P"}, \frac{P_{27}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 908.498 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{27} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{27}, \text{"P"}, \frac{P_{27}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 485.527\text{K}$$

$$T_{\text{sat}27} := T_{27} = 485.527\text{K}$$

$$\rho_{27} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{27}, \text{"P"}, \frac{P_{27}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 849.798 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{27} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{27}, \text{"P"}, \frac{P_{27}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 2.447 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 29: drenaje del FWH 4 (P, q₂₉)

Propiedades del fluido:

$$P_{29} := P_7 = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$q_{29} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{29} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{29}, \text{"P"}, \frac{P_{29}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 697.002 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{29} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{29}, \text{"P"}, \frac{P_{29}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 438.096 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}29} := T_{29} = 438.096 \text{ K}$$

$$\rho_{29} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{29}, \text{"P"}, \frac{P_{29}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 902.56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{29} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{29}, \text{"P"}, \frac{P_{29}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.992 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 31: drenaje del FWH 3 (P, q₃₁)

Propiedades del fluido:

$$P_{31} := P_9 = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$q_{31} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{31} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{31}, \text{"P"}, \frac{P_{31}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 640.085 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{31} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{31}, \text{"P"}, \frac{P_{31}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 424.981 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}31} := T_{31} = 424.981 \text{ K}$$

$$\rho_{31} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{31}, \text{"P"}, \frac{P_{31}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 915.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{31} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{31}, \text{"P"}, \frac{P_{31}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 33: drenaje del FWH 2 4(P, q₃₃)

Propiedades del fluido:

$$P_{33} := P_{10} = 3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$q_{33} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{33} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left("H", "Q", q_{33}, "P", \frac{P_{33}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 561.427 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{33} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left("T", "Q", q_{33}, "P", \frac{P_{33}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 406.672 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}33} := T_{33} = 406.672 \text{ K}$$

$$\rho_{33} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left("D", "Q", q_{33}, "P", \frac{P_{33}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 931.818 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{33} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left("S", "Q", q_{33}, "P", \frac{P_{33}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 1.672 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 35: drenaje del FWH 1 4(P, q₃₅)

Propiedades del fluido:

$$P_{35} := P_{11} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$q_{35} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{35} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left("H", "Q", q_{35}, "P", \frac{P_{35}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 504.704 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{35} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left("T", "Q", q_{35}, "P", \frac{P_{35}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 393.36 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}35} := T_{35} = 393.36 \text{ K}$$

$$\rho_{35} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left("D", "Q", q_{35}, "P", \frac{P_{35}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 942.937 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{35} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left("S", "Q", q_{35}, "P", \frac{P_{35}}{\text{kPa}}, "Water"\right) = 1.53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

CÁLCULO DE LOS DRENAJES HACIA ATRÁS EXPANDIDO

Punto 26: drenaje hacia atrás expandido del FWH 6 (P₂₆).

Propiedades del fluido:

$$P_{26} := P_5 = 2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$h_{26} := h_{25} = 1.408 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{26} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{26}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{26}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 3.476 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{26} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{26}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{26}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 485.527 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}26} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{26}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 485.527 \text{ K}$$

$$q_{26} := \text{FluidProp} \left(\text{"Q"}, \text{"H"}, \frac{h_{26}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{26}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.264$$

$$\rho_{26} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{26}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{26}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 36.777 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 28: drenaje hacia atrás expandido del FWH 5. (P₂₈)

Propiedades del fluido:

$$P_{28} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{28} := h_{27} = 908.498 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{28} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{28}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{28}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 2.463 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{28} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{28}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{28}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}28} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{28}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$q_{28} := \text{FluidProp} \left(\text{"Q"}, \text{"H"}, \frac{h_{28}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{28}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.079$$

$$\rho_{28} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{28}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{28}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 57.26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 30: drenaje hacia atrás expandido del FWH 4. (P₃₀)

Propiedades del fluido:

$$P_{30} := P_9 = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{30} := h_{29} = 697.002 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{30} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{30}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{30}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.994 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{30} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{30}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{30}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 424.981 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}30} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{30}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 424.981 \text{ K}$$

$$q_{30} := \text{FluidProp} \left(\text{"Q"}, \text{"H"}, \frac{h_{30}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{30}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.027$$

$$\rho_{30} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{30}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{30}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 89.423 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 34: drenaje hacia atrás expandido del FWH 2. (P₃₄)

Propiedades del fluido:

$$P_{34} := P_{11} = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{34} := h_{33} = 561.427 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{34} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{34}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{34}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.674 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{34} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{34}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{34}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 393.36 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}34} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{34}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 393.36 \text{ K}$$

$$q_{34} := \text{FluidProp} \left(\text{"Q"}, \text{"H"}, \frac{h_{34}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{34}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 0.026$$

$$\rho_{34} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{34}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{34}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 41.924 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

CÁLCULO DE DRENAJES HACIA ADELANTE COMPRIMIDO

Punto 32: drenaje comprimido del FWH 3. (B₃₂)

Propiedades del fluido:

$$P_{32} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{32} := s_{31} = 1.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{32} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_{32}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{32}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 640.555 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{32} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "S", } \frac{s_{32}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{32}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 425.029 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}32} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T", "Q", 0.5, "P", } \frac{P_{32}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{32} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D", "S", } \frac{s_{32}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{32}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 915.491 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 36: drenaje comprimido del FWH 1. (B₃₆)

Propiedades del fluido:

$$P_{36} := P_{14} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{36} := s_{35} = 1.53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$h_{36} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"H", "S", } \frac{s_{36}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P", } \frac{P_{36}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 505.478 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{36} := \text{K-FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"S"}, \frac{s_{36}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_{36}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 393.422\text{K}$$

$$T_{\text{sat}36} := \text{K-FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{36}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899\text{K}$$

$$\rho_{36} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"S"}, \frac{s_{36}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"P"}, \frac{P_{36}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 943.253 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

CALCULO DE LA ENTRADA Y SALIDA DE LA BOMBA DE CIRCULACION

Punto 21: entrada en la bomba de circulación (P₂₁)

Propiedades del fluido:

$$P_{21} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$q_{21} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{21} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{21}, \text{"P"}, \frac{P_{21}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 748.716 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{21} := \text{K-FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{21}, \text{"P"}, \frac{P_{21}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899\text{K}$$

$$T_{\text{sat}21} := T_{21} = 449.899\text{K}$$

$$\rho_{21} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{21}, \text{"P"}, \frac{P_{21}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 890.448 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{21} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{21}, \text{"P"}, \frac{P_{21}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 2.108 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO A MEDIDA QUE SE VA CALENTANDO DESDE LA SALIDA DEL CONDENSADOR HASTA LA ENTRADA EN EL EVAPORADOR.

Obviamente este cálculo está relacionado con la cantidad de vapor que se extrae de las turbinas. Por lo que el cálculo permite cierta libertad aunque habrá que ser consecuente. Es decir, la evolución de la temperatura desde el condensador hasta la caldera no está establecida de antemano, pero una vez fijada esta evolución también quedan fijadas las extracciones de las turbinas. Habrá que establecer un compromiso entre la cantidad de potencia que se quiere extraer de las turbinas y la cantidad de potencia calorífica que quiere ahorrar a la caldera, es decir, que en última instancia es poner en una balanza la cantidad de potencia que se quiere turbinar (cuanto más mejor) y la cantidad de potencia calorífica que se pretende ahorrar en la caldera (cuanto más mejor), teniendo en cuenta que el aumento de una de ellas repercute en la otra disminuyéndola.

Punto 38: entrada del agua saturada en el evaporador (P_{38}, q_{38})

Propiedades del fluido:

$$P_{38} := P_1 = 1.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$q_{38} := 0 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{38} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left("H", "Q", q_{38}, "P", \frac{P_{38}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 1.65 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{38} := K \cdot \text{FluidProp} \left("T", "Q", q_{38}, "P", \frac{P_{38}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 620.505 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}38} := T_{38} = 620.505 \text{ K}$$

$$\rho_{38} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left("D", "Q", q_{38}, "P", \frac{P_{38}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 584.988 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{38} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left("S", "Q", q_{38}, "P", \frac{P_{38}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 3.746 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 39: salida del vapor saturado del evaporador
(P_{39}, q_{39})

Propiedades del fluido:

$$P_{39} := P_1 = 1.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$q_{39} := 1 \quad (\text{líquido saturado})$$

$$h_{39} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"Q"}, q_{39}, \text{"P"}, \frac{P_{39}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 2.581 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{39} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, q_{39}, \text{"P"}, \frac{P_{39}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 620.505 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}39} := T_{39} = 620.505 \text{ K}$$

$$\rho_{39} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"Q"}, q_{39}, \text{"P"}, \frac{P_{39}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 107.425 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$s_{39} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"Q"}, q_{39}, \text{"P"}, \frac{P_{39}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 5.246 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Punto 24: salida del lado tubos del FWH 6 (P_{24}, T_{24})

Propiedades del fluido:

$$P_{24} := P_1 = 1.6 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$T_{24} := T_{38} - 80 \text{ K} = 540.505 \text{ K}$$

$$h_{24} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_{24}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{24}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.17 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{24} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left("S", "T", \frac{T_{24}}{\text{K}}, "P", \frac{P_{24}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 2.923 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}24} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left("T", "Q", 0.5, "P", \frac{P_{24}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 620.505 \text{K}$$

$$\rho_{24} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left("D", "T", \frac{T_{24}}{\text{K}}, "P", \frac{P_{24}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 785.942 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 23: salida del lado tubos del FWH 5,4 (PT₂₃)

Propiedades del fluido:

$$P_{23} := P_1 = 1.6 \times 10^7 \text{Pa}$$

$$T_{23} := T_{24} - 44 \text{K} = 496.505 \text{K}$$

$$h_{23} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp} \left("H", "T", \frac{T_{23}}{\text{K}}, "P", \frac{P_{23}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 962.955 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{23} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left("S", "T", \frac{T_{23}}{\text{K}}, "P", \frac{P_{23}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 2.524 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}23} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left("T", "Q", 0.5, "P", \frac{P_{23}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 620.505 \text{K}$$

$$\rho_{23} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left("D", "T", \frac{T_{23}}{\text{K}}, "P", \frac{P_{23}}{\text{kPa}}, "Water" \right) = 847.601 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Extracción de la turbina de alta (Se): Se calcula mediante un balance de energía en el F 6:

$$a := \frac{h_{24} - h_{23}}{h_2 - h_{25}} = 0.112$$

Primera extracción de la turbina de media (Sa): Se calcula mediante un balance de energía en el FWH 5:

$$b := \frac{a(h_{27} - h_{26}) + h_{23} - h_{22}}{h_5 - h_{27}} = 0.057$$

Punto 20: salida del lado tubos del FWH 4 (PT₂₀)

Propiedades del fluido:

$$P_{20} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{20} := T_{21} - 45\text{K} = 404.899\text{K}$$

$$h_{20} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_{20}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{20}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 554.282 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{20} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_{20}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{20}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.652 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}20} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{20}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899\text{K}$$

$$\rho_{20} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_{20}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{20}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 933.681 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Segunda extracción de la turbina de media (Sc): Se calcula mediante un balance de energía el desaireador:

$$cc := \frac{h_{21} - (a + b) \cdot h_{28} - (1 - a - b) \cdot h_{20}}{h_6 - h_{20}} = 0.052$$

Punto 19: salida del lado tubos del FWH 4 (PT₂₀)

Propiedades del fluido:

$$P_{19} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{19} := T_{20} - 20\text{K} = 384.899\text{K}$$

$$h_{19} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_{19}}{\text{K}}, \frac{P_{19}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 469.381 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{19} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_{19}}{\text{K}}, \frac{P_{19}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.437 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}19} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \frac{P_{19}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899\text{K}$$

$$\rho_{19} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_{19}}{\text{K}}, \frac{P_{19}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 949.987 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tercera extracción de la turbina de media \$d\$): calcula mediante un balance de energía en FWH 4:

$$d := (1 - a - b - cc) \cdot \frac{(h_{20} - h_{19})}{h_7 - h_{29}} = 0.028$$

Punto 18: salida del lado tubos del FWH 3 (PT₁₈)

Propiedades del fluido:

$$P_{18} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{18} := T_{19} - 2.4 \text{ K} = 382.499 \text{ K}$$

$$h_{18} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_{18}}{\text{K}}, \frac{P_{18}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 459.235 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{18} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_{18}}{\text{K}}, \frac{P_{18}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.411 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}18} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \frac{P_{18}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{18} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_{18}}{\text{K}}, \frac{P_{18}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 951.825 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Primera extracción de la turbina de baja (8a): calcula mediante un balance en la mezcla con conservación de entalpía que se produce entre la salida del lado tubos del FWH 3 y el drenaje comprimido del mismo FWH 3:

$$ee := \frac{(1 - a - b - c) \cdot h_{19} - d \cdot h_{32} - (1 - a - b - c - d) \cdot h_{18}}{h_{32} - h_{18}} = 0.016$$

Ahora se puede sacar la entalpía específica de la entrada del lado tubos en el FWH mediante un balance en el mismo FWH 3:

$$h_{17} := \frac{(ee + d) \cdot h_{31} - d \cdot h_{30} - ee \cdot h_9 + (1 - a - b - cc - d - ee) \cdot h_{18}}{1 - a - b - cc - d - ee} = 406.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto 17: salida del lado tubos del FWH 2, (P₁₇, h₁₇)

Propiedades del fluido:

$$P_{17} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{17} = 406.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{17} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{17}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{17}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{17} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{17}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{17}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 369.907 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}17} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{17}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{17} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{17}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{17}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 961.043 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Punto 16: entrada en el lado tubos del FWH 2 (P₁₆)

Propiedades del fluido:

$$P_{16} := P_6 = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{16} := T_{17} - 15 \text{ K} = 354.907 \text{ K}$$

$$h_{16} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"H"}, \text{"T"}, \frac{T_{16}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{16}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 343.087 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{16} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"S"}, \text{"T"}, \frac{T_{16}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{16}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 1.096 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{sat}16} := \text{K} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{16}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{16} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_{16}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{16}}{\text{kPa}}, \text{"Water"}\right) = 971.06 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Segunda extracción de la turbina de baja (S₁₆): calcula mediante un balance de energía en el FWH 2:

$$f := \frac{(1 - a - b - cc - d - ee)(h_{17} - h_{16})}{h_{10} - h_{33}} = 0.02$$

Mediante el sistema de dos ecuaciones que me aportan la mezcla de la salida de los tubos del FWH 1 con el drenaje comprimido del mismo FWH y el balance de energía realizado sobre el FWH 1 obtengo las expresiones explícitas de la última extracción de la turbina de baja y de la entalpía del punto 15.

$$gg := \frac{f(h_{35} - h_{34} - h_{36}) - (1 - a - b - cc - d - ee - f)h_{14} + (1 - a - b - cc - d - ee)h_{16}}{h_{11} - h_{14} + h_{36} - h_{35}} = 0.04$$

$$h_{15} := \frac{(1 - a - b - cc - d - ee)h_{16} - (gg + f)h_{36}}{1 - a - b - cc - d - ee - f - gg} = 328.761 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Punto 15: salida del lado tubos del FWH 14 (PT₁₅)

Propiedades del fluido:

$$P_{15} := P_{14} = 9.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$h_{15} = 328.761 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{15} := \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"S"}, \text{"H"}, \frac{h_{15}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{15}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 1.055 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{15} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"H"}, \frac{h_{15}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{15}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 351.492 \text{ K}$$

$$T_{\text{sat}15} := \text{K} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"T"}, \text{"Q"}, 0.5, \text{"P"}, \frac{P_{15}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 449.899 \text{ K}$$

$$\rho_{15} := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{FluidProp} \left(\text{"D"}, \text{"H"}, \frac{h_{15}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}, \text{"P"}, \frac{P_{15}}{\text{kPa}}, \text{"Water"} \right) = 973.187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

EXIGENCIAS FWH CERRADOS:

temperatura de entrada en lado carcasa > temperatura salida del lado tubos.
temperatura de salida en lado carcasa > temperatura entrada en lado tubos.

FWH 6: $T_2 - T_{24} = 187.977\text{K}$

$T_{25} - T_{23} = 87.642\text{K}$

FWH 5: $T_5 - T_{23} = 245.558\text{K}$

$T_{27} - T_{22} = 33.596\text{K}$

FWH 4: $T_7 - T_{20} = 180.381\text{K}$

$T_{29} - T_{19} = 53.197\text{K}$

FWH 3: $T_9 - T_{18} = 158.845\text{K}$

$T_{31} - T_{17} = 55.074\text{K}$

FWH 2: $T_{10} - T_{17} = 110.266\text{K}$

$T_{33} - T_{16} = 51.765\text{K}$

FWH 1: $T_{11} - T_{15} = 84.699\text{K}$

$T_{35} - T_{14} = 74.373\text{K}$

EXIGENCIAS DE LAS MEZCLAS:

Para que el objetivo de los drenajes hacia adelante de los FWH sea satisfecho se tiene que producir que la temperatura del flujo principal antes de la mezcla sea inferior a temperatura a la salida de la mezcla. De este modo, efectivamente, se estará incrementando la temperatura del flujo principal de camino a la caldera cuando este cruza el mezclador.

Para asegurar esta exigencia los siguientes incrementos de temperatura deberán ser positivos

$$T_{16} - T_{15} = 3.415\text{K}$$

$$T_{20} - T_{19} = 20\text{K}$$

$$T_{19} - T_{18} = 2.4\text{K}$$

$$T_{21} - T_{20} = 45\text{K}$$

$$T_{15} - T_{14} = 32.505\text{K}$$

$$T_{23} - T_{22} = 44.573\text{K}$$

$$T_{17} - T_{16} = 15\text{K}$$

$$T_{24} - T_{23} = 44\text{K}$$

$$T_{18} - T_{17} = 12.592\text{K}$$

porcentaje del total de vapor generado que circula por cada turbina:

$$\% m_1 := 100\%$$

$$\% m_2 := (1 - a) = 88.818\%$$

$$\% m_3 := \% m_2 = 88.818\%$$

$$\% m_4 := (1 - a - b) = 83.138\%$$

$$\% m_5 := (1 - a - b - cc) = 77.974\%$$

$$\% m_6 := (1 - a - b - cc - d) = 75.201\%$$

$$\% m_7 := \% m_6 = 75.201\%$$

$$\% m_8 := (1 - a - b - cc - d - ee) = 73.611\%$$

$$\% m_9 := (1 - a - b - cc - d - ee - f) = 71.61\%$$

$$\% m_{10} := (1 - a - b - cc - d - ee - f - gg) = 67.643\%$$

POTENCIAS DEL CICLO SIN RENDIMIENTOS DE TURBOMÁQUINAS

Potencia extraída de las turbinas:

$$W_{t_{alta}} := m_v \cdot [\% m_1 \cdot (h_1 - h_2) + \% m_2 \cdot (h_2 - h_3)] = 107.981 \text{ MW}$$

$$W_{t_{media}} := m_v \cdot [\% m_3 \cdot (h_4 - h_5) + \% m_4 \cdot (h_5 - h_6) + \% m_5 \cdot (h_6 - h_7) + \% m_6 \cdot (h_7 - h_8)] = 96.099 \text{ MW}$$

$$W_{t_{baja}} := m_v \cdot [\% m_7 \cdot (h_8 - h_9) + \% m_8 \cdot (h_9 - h_{10}) + \% m_9 \cdot (h_{10} - h_{11}) + \% m_{10} \cdot (h_{11} - h_{12})] = 132.4 \text{ MW}$$

$$W_{turbinas_{iso}} := W_{t_{alta}} + W_{t_{media}} + W_{t_{baja}} = 336.48 \text{ MW}$$

Potencia entregada a las bombas:

$$W_{b_{condensados}} := m_v \cdot \% m_{10} \cdot (h_{14} - h_{13}) = 0.157 \text{ MW}$$

$$W_{b_{circulacion}} := m_v \cdot (h_{22} - h_{21}) = 4.213 \text{ MW}$$

$$W_{b_{FWH1}} := m_v \cdot (f + gg) \cdot (h_{36} - h_{35}) = 0.012 \text{ MW}$$

$$W_{b_{FWH3}} := m_v \cdot (d + ee) \cdot (h_{32} - h_{31}) = 5.124 \times 10^{-3} \text{ MW}$$

$$W_{bom_{ba_{iso}}} := W_{b_{condensados}} + W_{b_{circulacion}} + W_{b_{FWH1}} + W_{b_{FWH3}} = 4.387 \text{ MW}$$

Potencia del ciclo:

$$W_{iso} := W_{turbinas_{iso}} - W_{bom_{ba_{iso}}} = 332.093 \text{ MW}$$

Rendimiento del ciclo sin rendimiento de las turbomáquinas (compresión y descompresión isoentrópicas):

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{W_{\text{iso}}}{m_v (h_1 - h_{24}) + m_v \cdot \% m_2 (h_4 - h_3)} = 47.91\%$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{sat12}}}{T_{\text{sat1}}} = 48.597\%$$

POTENCIA Y RENDIMIENTO DEL CICLO CON RENDIMIENTO DE TURBOMÁQUIN CALDERA

Potencia del ciclo con rendimientos:

$$W_{\text{turbina s}} = \eta_t \cdot W_{\text{turbina s iso}} = 252.36 \text{ MW}$$

$$W_{\text{bomba s}} = \frac{W_{\text{bomba s iso}}}{\eta_b} = 5.849 \text{ MW}$$

$$W_{\text{ciclo}} = W_{\text{turbina s}} - W_{\text{bomba s}} = 246.511 \text{ MW}$$

Rendimiento del ciclo considerando rendimientos isoentrópicos de turbomáquina

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{m_v [(h_1 - h_{24}) + \% m_2 (h_4 - h_3)]} = 35.563\%$$

Calores que la caldera transmite al agua del ciclo Ranki

$$Q_{ec o} := m_v \cdot (h_{38} - h_{24}) = 120.001 \cdot \text{MW}$$

$$Q_{vap} := m_v \cdot (h_{39} - h_{38}) = 232.775 \cdot \text{MW}$$

$$Q_{sh} := m_v \cdot (h_1 - h_{38}) = 439.091 \cdot \text{MW}$$

$$Q_{rh} := m_v \cdot \% m_2 \cdot (h_4 - h_3) = 134.071 \cdot \text{MW}$$

$$Q_{caldera} := Q_{ec o} + Q_{vap} + Q_{sh} + Q_{rh} = 925.937 \cdot \text{MW}$$

Calor extraído del ciclo en el condensador:

$$Q_{cond} := \% m_{10} \cdot m_v \cdot (h_{12} - h_{13}) = 361.07 \cdot \text{MW}$$

ANEXO 4

VALIDACIÓN DE LA **OPERACIÓN DE LA** **CENTRAL**

Este anexo contiene las explicaciones y cálculos pertinentes empleados para la validación de la central de estudio. Resulta imprescindible esta validación ya que aporta seguridad de que la central térmica sobre la que se va a diseñar la refrigeración responde a una situación real de la actualidad dándole así más aplicabilidad a los objetivos de este proyecto.

En este caso, para la validación de la operación de la central se ha empleado el valor de las emisiones producidas en las horas de trabajo de la central al año. Por su similitud se ha considerado que la central térmica de estudio funciona el mismo número de horas al año que La Central Térmica de la Robla. Según datos del Registro Estatal de Emisiones y Fuentes Contaminantes (PRTR) [38] La Central Térmica de La Robla emitió 1.570.000.000 kg de CO₂, 1.150.000 kg de CO y 5.010.000 kg de SO_x/SO₂ en el año 2014 en que funcionó un total de 3.067 horas.

Para la validación de la central térmica de estudio se extraerá a partir del cálculo del ciclo (Anexo 3) la potencia calorífica introducida en el ciclo desde la caldera y a partir de los datos del combustible, combustión y temperaturas del aire ambiente y de salida de los humos de la chimenea se obtiene el rendimiento de la caldera. A partir del rendimiento de la caldera y de la potencia calorífica que la caldera introduce en el ciclo se obtiene el gasto de combustible en kg/s, mediante su poder calorífico inferior (PCI). Teniendo el gasto de combustible y conociendo su composición, mediante la estequiometría de reacciones de combustión que tienen lugar en la caldera, se obtiene el gasto másico de las emisiones de los productos de combustión que multiplicado por el tiempo de funcionamiento anual de la caldera da las emisiones de los gases de combustión anuales.

Hipótesis simplificativas para el cálculo:

- La reacción de combustión solamente se oxidan el carbono, el hidrógeno y el azufre que entra en la caldera. Sin embargo, la oxidación del nitrógeno no se produce, de modo el nitrógeno (considerado gas inerte) sale de la caldera tal y como entra.
- El exceso de aire en la caldera asegura la combustión completa de los componentes del combustible. De este modo, no se genera CO que además de ser venenoso, su presencia en los productos de la combustión implica que ésta no ha sido tan energética como debería.

Nota: Antes de comparar los resultados obtenidos mediante el método de este anexo con los datos de emisiones reales de La Robla en 2014 se debe tener en cuenta que existirán discrepancias debidas a las hipótesis simplificativas y, sobre todo, a que en el cálculo de las emisiones de la central térmica de estudio no se han considerado sistemas de limpieza de los gases emitidos, mientras que los resultados que aporta el PRTR sí los considera. Como consecuencia de lo anterior, la comparación entre los resultados obtenidos con los resultados reales solo tiene sentido desde un punto de vista de órdenes de magnitud.

Cálculo de Emsiones de la Caldera

Sistema de unidades:

$$\text{MJ} := 10^6 \text{J}$$

$$\text{horas} := 3600 \text{s}$$

$$\text{toneladas} := 1000 \text{kg}$$

$$\text{kJ} := 10^3 \text{J}$$

$$\text{días} := 24 \text{horas}$$

$$\text{kmol} := 1000 \text{mol}$$

$$\text{años} := 365 \text{días}$$

Datos:

Calores útiles extraídos del ciclo:

$$Q_{\text{eco}} := 120.00 \text{MW}$$

$$Q_{\text{vap}} := 232.77 \text{MW}$$

$$Q_{\text{sh}} := 439.09 \text{MW}$$

$$Q_{\text{rh}} := 134.07 \text{MW}$$

Datos del combustible:

Composición:

$$\% \text{C} := 92.87\%$$

$$\% \text{H} := 3.57\%$$

$$\% \text{S} := 1.39\%$$

$$\% \text{O} := 1.03\%$$

$$\% \text{N} := 1.13\%$$

$$\% \text{humedad} := 12.06\%$$

$$\% \text{cenizas} := 8.17\%$$

$$\text{Poder calorífico inferior PCI} := 33.41 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

Datos de la combustión:

$$\text{Exceso de aire: } E := 30\%$$

Datos aire ambiente:

Composición: $\% \text{O}_2 := 21\%$
 $\% \text{N}_2 := 79\%$

Calor específico aire: $C_{p_a} := 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$T_{\text{amb}} := (25 + 273)\text{K} = 298\text{K}$

Datos humos de chimenea:

Calor específico humos: $C_{p_h} := 1.45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Datos de operación en la caldera:

Temperatura de los humos de chimenea: $T_{\text{humos}} := (150 + 273)\text{K} = 423\text{K}$

Temperatura del aire precalentado: $T_0 := (150 + 273)\text{K} = 423\text{K}$

Horas de funcionamiento al año de la planta: 3067 horas

Cálculo estequiométrico:

Composición de gases de salida y dosado.

Reacción de combustión:

- 1) $\text{C} + \text{O}_2 \longrightarrow \text{CO}_2$
- 2) $\text{H}_2 + 1/2 \text{O}_2 \longrightarrow \text{H}_2\text{O}$
- 3) $\text{S} + \text{O}_2 \longrightarrow \text{SO}_2$

Pesos moleculares, M:

$$M_{\text{C}} := 12 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad M_{\text{O}_2} := 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad M_{\text{CO}_2} := 44 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{H}_2} := 2 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad M_{\text{N}_2} := 28 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad M_{\text{SO}_2} := 64 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{S}} := 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} := 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{aire}} := \% \text{O}_2 \cdot M_{\text{O}_2} + \% \text{N}_2 \cdot M_{\text{N}_2} = 28.84 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

base de cálculo: 1 kg/s de combustible $m_c := 1 \text{ kg}$

$$m_{O_2} := \left(\%C \cdot \frac{M_{O_2}}{M_C} + \frac{\%H \cdot M_{O_2}}{2 \cdot M_{H_2}} + \%S \cdot \frac{M_{O_2}}{M_S} \right) m_c = 2.776 \text{ kg}$$

$$m_{O_2} := \%O \cdot m_c = 0.01 \text{ kg}$$

$$m_{O_2}^{nec} := m_{O_2} - m_{O_2} = 2.766 \text{ kg}$$

$$m_{N_2}^{nec} := \frac{m_{O_2}^{nec}}{M_{O_2}} \cdot \frac{\%N_2}{\%O_2} \cdot M_{N_2} = 9.104 \text{ kg}$$

$$m_{aire}^{nec} := m_{O_2}^{nec} + m_{N_2}^{nec} = 11.87 \text{ kg}$$

$$m_{aire}^{exceso} := (1 + E) \cdot m_{aire}^{nec} = 15.43 \text{ kg}$$

$$\text{Dosado} := \frac{m_{aire}^{exceso}}{m_c} = 15.43$$

Composición gases de chimenea: H_2O , CO_2 , SO_2 , O_2 , N_2 .

Nota: Se considera el N_2 como gas inerte.

$$n_{H_2O} := \frac{\%humedad \cdot m_c}{M_{H_2O}} + \frac{\%H \cdot m_c}{M_{H_2}} = 24.55 \text{ mol}$$

$$n_{CO_2} := \frac{\%C \cdot m_c}{M_C} = 77.392 \text{ mol}$$

$$n_{SO_2} := \frac{\%S \cdot m_c}{M_S} = 0.434 \text{ mol}$$

$$n_{O_2} := \frac{m_{O_2}^{nec} \cdot E}{M_{O_2}} = 25.929 \text{ mol}$$

$$n_{N_2} := \frac{m_{N_2}^{nec} \cdot (1 + E) + \%N \cdot m_c}{M_{N_2}} = 423.083 \text{ mol}$$

$$n_T := n_{H_2O} + n_{CO_2} + n_{SO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} = 551.388 \text{ mol}$$

$$X_{H_2O} := \frac{n_{H_2O}}{n_T} = 4.452\%$$

$$X_{CO_2} := \frac{n_{CO_2}}{n_T} = 14.036\%$$

$$X_{SO_2} := \frac{n_{SO_2}}{n_T} = 0.079\%$$

$$X_{O_2} := \frac{n_{O_2}}{n_T} = 4.702\%$$

$$X_{N_2} := \frac{n_{N_2}}{n_T} = 76.731\%$$

$$X_T := X_{H_2O} + X_{CO_2} + X_{SO_2} + X_{O_2} + X_{N_2} = 100\% \quad \text{CORRECTO!!}$$

Cálculo de rendimiento de la caldera y posterior gasto de combustible:

Calor de combustión = Calor útil (ciclo) + Calor del precalentador + Calor chimenea

Por tanto el rendimiento será: $\eta = 1 - (\text{calor del precalentador} + \text{calor chimenea}) / \text{calor de comb}$
 Importante: Rendimiento en la caldera es independiente del gasto de combustible.

$$Q_{\text{util}} := Q_{\text{eco}} + Q_{\text{vap}} + Q_{\text{sh}} + Q_{\text{rh}} = 925.938 \text{ MW}$$

$$Q'_{\text{precalentador}} := \text{Dosado} \cdot C_{p_a} \cdot (T_o - T_{\text{amb}}) = 1.929 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$Q'_{\text{chimenea}} := (\text{Dosado} + 1) \cdot C_{p_h} \cdot (T_{\text{humos}} - T_{\text{amb}}) = 2.978 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

En efecto:

$$\eta := 1 - \frac{Q'_{\text{precalentador}} + Q'_{\text{chimenea}}}{\text{PCI}} = 85.313\%$$

$$Q_c := \frac{Q_{\text{util}}}{\eta} = 1.085 \times 10^3 \cdot \text{MW}$$

$$m_{\text{comb}} := \frac{Q_c}{\text{PCI}} = 32.485 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Gasto COMBUSTIBLE año} = m_{\text{comb}} \cdot t = 3.587 \times 10^5 \cdot \text{toneladas}$$

Cálculo de emisiones tras la combustión, sin considerar sistemas de limpieza de gas

$$\text{Emission}_{\text{CO}_2} := n_{\text{CO}_2} \cdot \frac{m_{\text{comb}}}{m_c} \cdot M_{\text{CO}_2} = 110.621 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Emission}_{\text{N}_2} := n_{\text{N}_2} \cdot \frac{m_{\text{comb}}}{m_c} \cdot M_{\text{N}_2} = 384.833 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Emission}_{\text{SO}_2} := n_{\text{SO}_2} \cdot \frac{m_{\text{comb}}}{m_c} \cdot M_{\text{SO}_2} = 0.903 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Emission}_{\text{H}_2\text{O}} := n_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \frac{m_{\text{comb}}}{m_c} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} = 14.355 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Emission}_{\text{O}_2} := n_{\text{O}_2} \cdot \frac{m_{\text{comb}}}{m_c} \cdot M_{\text{O}_2} = 26.954 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Por tanto, el total de emisiones de CO₂ y SO₂ al año es:

$$\text{Emission}_{\text{CO}_2 \text{ año}} = \text{Emission}_{\text{CO}_2} \cdot t = 1.221 \times 10^9 \text{ kg}$$

$$\text{Emission}_{\text{SO}_2 \text{ año}} = \text{Emission}_{\text{SO}_2} \cdot t = 9.971 \times 10^6 \text{ kg}$$

En la siguiente tabla se muestra la comparación de las emisiones en kg entre la central térmica de La Robla y la central térmica de estudio que se considera en este proyecto, ambas durante un año de funcionamiento (3.067 horas).

	Emisiones CO ₂	Emisiones CO	Emisiones SO ₂
Central térmica de La Robla.	1.570.000.000	1.150.000	5.010.000
Central térmica de estudio.	1.221.000.000	-	9.971.000

Tabla 7: Comparación de emisiones reales de la CT de La Robla con las emisiones calculadas en la CT de estudio.

Como se aprecia, las emisiones de la Central Térmica de La Robla y de la central térmica de estudio son iguales en orden de magnitud, luego el ciclo diseñado para la central térmica de estudio queda validado con este método y ya se puede proceder a su refrigeración.

ANEXO 5

DISEÑO TORRE HÚMEDA **DE TIRO NATURAL**

En este anexo se aborda el cálculo de la torre húmeda de tiro natural que refrigera el ciclo de potencia previamente diseñado. Para el cálculo de este anexo se ha empleado de forma decisiva el material aportado por Detlev G. Kröger [39].

El diseño de una torre de tiro natural tiene la complejidad añadida de converger muy lentamente. La temperatura de salida junto a la temperatura de entrada en la torre induce un gradiente de temperatura del aire a lo largo de la torre que a su vez produce un gradiente de densidad del aire. Este gradiente es el que hace circular al aire de abajo a arriba por la torre superando la pérdida de carga en el trayecto. Esta mutua dependencia entre la temperatura del aire a la salida de la torre y el tiro del aire por la misma provoca la convergencia lenta que se advierte.

El diseño de la torre constará de tres pasos fundamentales, que se ejecutarán de forma consecutiva en cada iteración:

1- Resolución de la transferencia de calor: Mediante el cálculo de la Integral de Merkel, explicado completamente por Detlev G. Kröger [36] y desarrollado en los cálculos de este diseño a continuación, se termina convergiendo a una temperatura del aire a la salida de la torre. Esta temperatura del aire a la salida de la torre origina un gasto másico de aire (m_{aQ}).

2- Resolución de la pérdida de carga: Con la temperatura del aire a la salida de la torre ya se posee el gradiente de temperaturas y, por tanto, de densidad por el interior de la torre que impulsará el aire de abajo a arriba. Por tanto, igualando la impulsión que genera el gradiente de temperaturas con la curva resistente de la torre se obtiene el gasto másico de aire (m_{aP}).

3- Valoración de la estimación: Se compara el gasto másico obtenido por la parte de transferencia de calor (m_{aQ}) con el gasto másico obtenido por la parte de pérdida de carga (m_{aP}). Se pueden dar tres casos:

- $m_{aP} > m_{aQ}$: El gradiente de temperatura aporta más gasto másico de aire del que sugiere la transferencia de calor. En este caso, habrá que reducir la sección de la torre (\uparrow pérdida de carga $\rightarrow \downarrow m_{aP}$) y disminuir la temperatura del aire a la salida de la torre ($\uparrow m_{aQ}$). No obstante, con la nueva sección habrá que recalcular la temperatura del aire a la salida de la torre y repetir el proceso entero.
- $m_{aQ} > m_{aP}$: En este caso, siguiendo el razonamiento anterior, la pérdida de carga es excesiva para el impulso de aire que puede realizar el gradiente de densidades, por tanto, la tendencia será incrementar la sección de la torre (\downarrow pérdida de carga $\rightarrow \uparrow m_{aP}$) e incrementar la temperatura del aire a la salida de la torre ($\downarrow m_{aQ}$).
- $m_{aQ} \approx m_{aP}$: Si se considera asumible la diferencia entre ambos gastos másicos la convergencia se habrá producido.

Nota: m_{aQ} y m_{aP} son dos variables propias del método de cálculo empleado pero en la realidad hay un único gasto másico de aire que origina la transferencia de calor y experimenta la pérdida de carga.

En este diseño se ha considerado la longitud de empaquetamiento como una constante y se ha ido jugando con las dimensiones de la torre, después de haber sido simulada, para que la temperatura del aire a la salida de la torre produzca un gradiente de densidades por la misma de tal modo que se impulse un flujo másico de aire que, superando la pérdida de carga en su trayecto, sea igual al flujo másico de aire que propició la temperatura de salida del aire por la torre.

TORRE HÚMEDA DE TIRO NATURAL

Sistema de unidades:

$$\text{kJ} := 10^3 \text{J}$$

$$T_{\text{ref}} = 273.15 \text{K}$$

$$\text{kmol} := 10^3 \text{mol}$$

Datos extraídos del ciclo:

Entalpía de entrada del agua del ciclo en el condensador: $h_{\text{condin}} := 2.327 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Entalpía de salida del agua del ciclo del condensador: $h_{\text{condout}} := 191.806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Gasto másico del agua de ciclo por el condensador: $m_{\text{wcond}} := 169.1075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Calor evacuado del ciclo en el condensador: $Q_{\text{cond}} := m_{\text{wcond}}(h_{\text{condin}} - h_{\text{condout}}) = 361.077 \text{MW}$

Temperatura de condensación: $T_{\text{cond}} := 45.806 \text{K} + T_{\text{ref}} = 318.956 \text{K}$

Condiciones del aire atmosférico:

Temperatura seca: $T_{\text{ai}} := (20 \text{K} + T_{\text{ref}}) = 293.15 \text{K}$

Temperatura bulbo húmedo: $T_{\text{wbai}} := (11.5 \text{K} + T_{\text{ref}}) = 284.65 \text{K}$

Presión atmosférica: $p_a := 101325 \text{Pa}$

Gradiente de temperatura ambiente: $\xi_{\text{ai}} := -0.00975 \frac{\text{K}}{\text{m}}$

Datos geométricos de la torre:

Forma: geometría hiperbólica.

Diámetro de la entrada de la torre: $d_3 := 54.5 \text{m}$

Altura de la torre: $H_6 := 1.25 \cdot d_3 = 68.188 \text{m}$

Altura de la entrada de la torre:	$H_3 := 0.1 \cdot d_3 = 5.455\text{m}$
Diámetro de la salida de la torre:	$d_6 := 0.55 \cdot d_3 = 30.003\text{m}$
Número de soportes de la torre:	$n_{ts} := 65$
Longitud de los soportes de la torre:	$L_{ts} := 9\text{m}$
Diámetro de los soportes de la torre:	$d_{ts} := 0.6\text{m}$
Coeficiente de rozamiento de los soportes:	$C_{Dts} := 1$
Espesor de la cubierta en la entrada:	$t_s := 1\text{m}$
Espesor de la zona del spray:	$L_{sp} := 0.5\text{m}$
Área frontal del empaquetamiento:	$A_{fr} := 0.9 \cdot \left[\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2} \right)^2 \right] = 2.103 \times 10^3 \text{ m}^2$
Longitud del empaquetamiento:	$L_{fill} := 2.5\text{m}$
Área de la sección de la torre a la altura de la entrada:	$A_3 := \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2} \right)^2 = 2.337 \times 10^3 \text{ m}^2$
Área de la sección en el punto más elevado de la torre:	$A_6 := \pi \cdot \left(\frac{d_6}{2} \right)^2 = 706.976 \text{ m}^2$
Diámetro medio de las gotas en la zona de lluvia:	$d_d := 0.0035\text{m}$ $r_f := 2.09\text{m}$
Otra especificación: Coeficiente de energía cinética en la salida de la torre:	$\alpha_{e6} := 1.01$

Coeficientes de pérdidas de carga

Estructura:

$$K_{ts}(\rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}) := \frac{C_{Dts} \cdot L_{ts} \cdot d_{ts} \cdot n_{ts} \cdot A_{fr}^2}{(\pi \cdot d_3 \cdot H_3)^3} \cdot \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \cdot \left(\frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2$$

Entrada en la torre:

$$K_{ctfl}(K'_{ctfil} C_{rz}) := K'_{ctfil} C_{rz}$$

Fórmula (1)

Fórmula (2)

Zona de Lluvia:

Fórmula (3)

Soportes del empaquetamiento:

$$K_{fs}(\rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}) := 0.5 \cdot \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \cdot \left(\frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2$$

Empaquetamiento:

Fórmula (4)

Expansión tras empaquetamiento:

$$K_{cte}(A_{fr}, A_3, \rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) := \left(1 - \frac{A_{fr}}{A_3} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \cdot \left(\frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2$$

Spray:

$$K_{sp}(L_{sp}, G_w, G_a, \rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) := \frac{L_{sp}}{m} \cdot \left(1 + 0.4 \cdot \frac{G_w}{G_a} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \cdot \left(\frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2$$

Sistema de distribución:

$$K_{wd}(\rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) := 0.5 \cdot \left(\frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \cdot \left(\frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2$$

Eliminador de gotas:

$$K_{de}(P_{av5}, P_{av15}, m_{av5}, m_{av15}, R_y) := 27.4892 \cdot R_y^{-0.14247} \cdot \left(\frac{P_{av15}}{P_{av5}} \right) \cdot \left(\frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2$$

Evolución de la temperatura del agua:

Diferencia térmica entre temperatura de condensación y temperatura de salida del agua refrigerante del condensador: $T_{TD} := 4K$

Temperatura del agua refrigerante en la entrada torre (caliente): $T_{wi} := (T_{cond} - T_{TD}) = 314.956K$

Salto térmico del agua en la torre: $\Delta T_w := 12K$

Temperatura del agua refrigerante en la salida de la torre (fria): $T_{wo} := T_{wi} - \Delta T_w = 302.956K$

Formulario para obtener propiedades:

$$p_a = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$R_a := 287.08 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot K}$$

Propiedades del aire seco: Todas la propiedades dependientes de la temperatura.

Densidad: $\rho_a(T) := \frac{p_a}{R_a \cdot T}$

Calor específico:

$$c_{pa}(T) := \left[1.045356 \cdot 10^3 - 3.161783 \cdot 10^{-1} \frac{T}{K} + 7.083814 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 2.705209 \cdot 10^{-7} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot K}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_a(T) := \left[2.287973 \cdot 10^{-6} + 6.259793 \cdot 10^{-8} \frac{T}{K} - 3.131956 \cdot 10^{-11} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 8.15038 \cdot 10^{-15} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad:

$$k_a(T) := \left[-4.937787 \cdot 10^{-4} + 1.018087 \cdot 10^{-4} \frac{T}{K} - 4.627937 \cdot 10^{-8} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 1.250603 \cdot 10^{-11} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot K}$$

Propiedades del vapor saturado: Todas las propiedades dependientes de la temperatura

Presión:

Fórmula (5)

$$\text{Calor específico: } c_{pv}(T) := \left[1.3605 \cdot 10^3 + 2.31334 \frac{T}{K} - 2.46784 \cdot 10^{-10} \left(\frac{T}{K} \right)^5 + 5.91332 \cdot 10^{-13} \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \frac{J}{kg \cdot K}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_v(T) := \left[2.562435 \cdot 10^{-6} + 1.816683 \cdot 10^{-8} \frac{T}{K} + 2.579066 \cdot 10^{-11} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.067299 \cdot 10^{-14} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] Pa \cdot s$$

Conductividad térmica:

$$k_v(T) := \left[1.3046 \cdot 10^{-2} - 3.75619 \cdot 10^{-5} \frac{T}{K} + 2.217964 \cdot 10^{-7} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.111562 \cdot 10^{-10} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{W}{m \cdot K}$$

Densidad:

Fórmula (6)

Propiedades aire húmedo:

Masa molecular del aire:

$$M_a := 28.97 \frac{kg}{kmol}$$

Masa molecular del agua:

$$M_v := 18.016 \frac{kg}{kmol}$$

Calor latente de vaporización:

$$i_{fgw}(T) := \left[3.4831814 \cdot 10^6 - 5.8627703 \cdot 10^3 \frac{T}{K} + 12.139568 \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.40290431 \cdot 10^{-2} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{J}{kg}$$

Calor latente de vaporización a $T_{ref}=273.15K$:

$$i_{fgw0} := i_{fgw}(T_{ref}) = 2.502 \times 10^3 \frac{kJ}{kg}$$

Densidad:

$$\rho_{av}(w, p_{abs}, T) := (1 + w) \frac{p_{abs} \left(1 - \frac{w}{w + 0.62198} \right)}{R_a \cdot T}$$

Calor específico:

$$c_{pa}(c_{pa}, w, c_{pv}) := \frac{c_{pa} + w \cdot c_{pv}}{1 + w}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_{av}(w, \mu_a, \mu_v) := \frac{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot \mu_a \cdot M_a^{0.5} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot \mu_v \cdot M_v^{0.5}}{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot M_a^{0.5} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot M_v^{0.5}}$$

Conductividad térmica:

$$k_{av}(w, k_a, k_v) := \frac{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot k_a \cdot M_a^{0.33} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot k_v \cdot M_v^{0.33}}{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot M_a^{0.33} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot M_v^{0.33}}$$

Relación de humedades de la mezcla:

Fórmula (7)

$$p_{abs} := p_a = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Entalpía por kg de mezcla:

$$i_{av}(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := \frac{[c_{pa} \cdot (T - T_{ref}) + w \cdot [i_{fgw0} + c_{pv} \cdot (T - T_{ref})]]}{1 + w}$$

Entalpía por kg de aire seco:

$$i_a(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := c_{pa} \cdot (T - T_{ref}) + w \cdot [i_{fgw0} + c_{pv} \cdot (T - T_{ref})]$$

Propiedades agua saturada:

$$c_{pw}(T) := \left[8.15599 \cdot 10^3 - 2.80627 \cdot 10^{-2} \frac{T}{K} + 5.11283 \cdot 10^{-2} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 2.17582 \cdot 10^{-13} \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho_w(T) := \left[\left[1.49343 \cdot 10^{-3} - 3.7164 \cdot 10^{-6} \frac{T}{K} + 7.09782 \cdot 10^{-9} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.90321 \cdot 10^{-20} \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \right]^{-1} \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_w(T) := Pa \cdot s \cdot \left(2.414 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{\frac{247.8}{\frac{T}{K} - 140}} \right)$$

$$k_w(T) := \frac{W}{m \cdot K} \left[-6.14255 \cdot 10^{-1} + 6.9962 \cdot 10^{-3} \frac{T}{K} - 1.01075 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 4.74737 \cdot 10^{-12} \left(\frac{T}{K} \right)^4 \right]$$

$$\alpha_w(T) := \left[5.148103 \cdot 10^{-2} + 3.998714 \cdot 10^{-4} \frac{T}{K} - 1.4721869 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 1.21405335 \cdot 10^{-9} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{N}{m}$$

Cálculo de gasto másico de agua por la torre

Calor específico del agua a temperatura media del agua refrigerante:

$$c_{pwm} := c_{pw} \left(\frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} \right) = 4.177 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Gasto másico de agua que se desea refrigerar:

$$m_w := \frac{Q_{cond}}{c_{pwm}(T_{wi} - T_{wo})} = 7.204 \times 10^3 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de las propiedades del aire a la entrada en la torre (aire atmosférico):**Punto 1.**

$$T_1 := T_{ai} = 293.15K$$

$$T_{wb1} := T_{wbai} = 284.65K$$

$$p_{vwb1} := p_v(T_{wb1}) = 1.357 \times 10^3 Pa$$

$$w_1 := w(T_1, T_{wb1}, p_{vwb1}, p_{abs}) = 5.004 \times 10^{-3}$$

$$\rho_{a1} := \rho_a(w_1, p_{abs}, T_1) = 1.2 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_{a1} := \mu_a(T_1) = 1.815 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$\mu_{v1} := \mu_v(T_1) = 9.836 \times 10^{-6} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$\mu_{av1} := \mu_{av}(w_1, \mu_{a1}, \mu_{v1}) = 1.81 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$c_{pa1} := c_{pa} \left[\frac{(T_1 + T_{ref})}{2} \right] = 1.006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv1} := c_{pv} \left[\frac{(T_1 + T_{ref})}{2} \right] = 1.871 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{a1} := i_a(c_{pa1}, c_{pv1}, T_1, w_1) = 32.836 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

HIPÓTESIS : el aire a la salida de la torre se encuentra saturado. Esta condición junto temperatura de salida nos determina el estado termodinámico del aire a la salida de la torre. Se procederá con el cálculo de la torre iterando sobre la temperatura de salida.

Nota: si el aire se encuentra saturado, la temperatura seca y de bulbo húmedo coinciden.

En efecto:

ITERACIÓN:

$$T_{ao} := (36.23\text{K} + T_{ref}) = 309.38\text{K}$$

Cálculo de las propiedades del aire a la salida de la torre (Punto 5):

$$T_5 := T_{ao} = 309.38\text{K}$$

$$T_{wb5} := T_5 = 309.38\text{K}$$

$$p_{v5} := p_v(T_5) = 6.021 \times 10^3 \text{Pa}$$

$$w_5 := w(T_5, T_{wb5}, p_{v5}, p_{abs}) = 0.04$$

$$\rho_{av5} := \rho_{av}(w_5, p_{abs}, T_5) = 1.115 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{a5} := \mu_a(T_5) = 1.89 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\mu_{v5} := \mu_v(T_5) = 1.034 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\mu_{av5} := \mu_{av}(w_5, \mu_{a5}, \mu_{v5}) = 1.849 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$c_{pa5} := c_{pa} \left[\frac{(T_5 + T_{ref})}{2} \right] = 1.007 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv5} := c_{pv} \left[\frac{(T_5 + T_{ref})}{2} \right] = 1.878 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{a5} := i_a(c_{pa5}, c_{pv5}, T_5, w_5) = 137.979 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ahora se puede calcular la masa de aire seco que recorre la torre ya que es en última instancia la masa que absorbe el calor del proceso incrementando su entalpía:

$$m_{aQ} := \frac{Q_{cond}}{i_{a5} - i_{a1}} = 3.434 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Empleando la relación de humedades se puede calcular la masa de aire húmedo que circula por la torre, tanto aguas arriba como aguas abajo del empaquetamiento:

Aguas arriba (aire ambiente): $m_{av1} := m_{aQ} (1 + w_1) = 3.451 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Aguas abajo (aire caliente y húmedo): $m_{av5} := m_{aQ} (1 + w_5) = 3.57 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

HIPÓTESIS: Se considerará que el gasto de aire a través del empaquetamiento será la media de los dos gastos anteriores:

$$m_{av15} := \frac{m_{av1} + m_{av5}}{2} = 3.511 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo de los flujos de aire en las distintas secciones de la torre:

Flujo másico de aire húmedo aguas arriba del empaquetamiento:

$$G_{av1} := \frac{m_{av1}}{A_{fr}} = 1.641 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Flujo másico de aire húmedo aguas abajo del empaquetamiento

$$G_{av5} := \frac{m_{av5}}{A_{fr}} = 1.697 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Flujo másico de aire húmedo a través del empaquetamiento

$$G_{av15} := \frac{m_{av15}}{A_{fr}} = 1.669 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Flujo másico de aire seco por la torre (no varía)

$$G_a := \frac{m_a Q}{A_{fr}} = 1.633 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

También se puede calcular el flujo másico de agua por la torre:

$$G_w := \frac{m_w}{A_{fr}} = 3.425 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Aproximación de la densidad y relación de humedad medias de la torre (Punto 1-5)

$$\rho_{av15} := \frac{2}{\frac{1}{\rho_{av1}} + \frac{1}{\rho_{av5}}} = 1.156 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad w_{15} := \frac{w_1 + w_5}{2} = 0.022$$

Dentro de la transferencia de calor a lo largo de la torre se establecen tres regiones diferenciadas donde será necesario estimar la Integral de Merkel: transferencia en la zona lluvia, en el empaquetamiento y en la zona del spray.

Cálculo de la integral de Merkel en la zona de lluvia.

Propiedades del agua en la zona de lluvia:

$$T_{w5} := T_{w0} = 302.956 \text{K}$$

$$\rho_{w5} := \rho_w(T_{w5}) = 995.754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\alpha_{w5} := \alpha_w(T_5) = 0.07 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Parámetros necesarios para la integral de Merkel:

$$a_{\mu} := 3.061 \cdot 10^{-6} \cdot \left[\frac{\left(\frac{\rho_{w5}}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^4 \cdot \left(\frac{\frac{\text{g}}{\text{m}}}{\frac{\text{s}^2}}{\frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right)^9}{\frac{\sigma_{w5}}{\frac{\text{N}}{\text{m}}}} \right]^{0.25} = 1.008$$

$$a_{\rho} := \frac{998 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{\rho_{w5}} = 1.002$$

$$a_v := 73.298 \cdot \left[\frac{\left(\frac{\frac{\text{g}}{\text{m}}}{\frac{\text{s}^2}} \right)^5 \cdot \left(\frac{\sigma_{w5}}{\frac{\text{N}}{\text{m}}} \right)^3}{\left(\frac{\rho_{w5}}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^3} \right]^{0.25} = 0.979$$

$$a_L := 6.122 \cdot \left(\frac{\frac{\frac{\text{g}}{\text{m}}}{\frac{\text{s}^2}} \cdot \frac{\sigma_{w5}}{\frac{\text{N}}{\text{m}}}}{\frac{\rho_{w5}}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} \right)^{0.25} = 0.993$$

$$D_1 := 2.29972 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$p_{v1} := p_v(T_{w0}) = 4.198 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{s1} := w(T_{w0}, T_{w0}, p_{v1}, p_{\text{abs}}) = 0.027$$

$$Sc_1 := \frac{\frac{\mu_{av1}}{\text{Pa} \cdot \text{s}}}{\frac{\rho_{av1}}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot \frac{D_1}{\frac{\text{m}^2}{\text{s}}}} = 0.656$$

$$v_{av3} := \frac{m_{av1}}{\rho_{av1} \cdot A_{fr}} = 1.367 \frac{m}{s}$$

$$p_{a1} := p_{abs} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$R_v := 461.52$$

$$T_{a1} := T_1 = 293.15 \text{ K}$$

Fórmula (8)

Cálculo de la integral de Merkel en el empaquetamiento.

$$\Psi_{fill} := 0.25575 \cdot \frac{L_{fill}}{m} \cdot \left(\frac{G_w}{\frac{kg}{m^2 \cdot s}} \right)^{-0.094} \cdot \left(\frac{G_a}{\frac{kg}{m^2 \cdot s}} \right)^{0.6023} = 0.765$$

Cálculo de la integral de Merkel en la zona del spray:

$$\Psi_{sp} := 0.2 \cdot \frac{L_{sp}}{m} \cdot \left(\frac{G_a}{G_w} \right)^{0.5} = 0.069$$

Integral de Merkel global.

$$\Psi := \Psi_{tz} + \Psi_{fill} + \Psi_{sp} = 0.959$$

Se aplica ahora la aproximación de la Integral de Merkel, mediante:

$$\eta = (c_{pwm} (T_{wi} - T_{wo}) / 4) (1/\eta_{i(1)} + 1/\eta_{i(2)} + 1/\eta_{i(3)} + 1/\eta_{i(4)})$$

Las diferencias de entalpías $\eta_{i(1,2,3,4)}$ se evalúan a $T_{w(1,2,3,4)}$ como sigue:

$$T_{w'1} := T_{wo} + 0.1 (T_{wi} - T_{wo}) = 304.156 \text{ K}$$

$$c_{pa'1} := c_{pa} \left(\frac{T_{w'1} + T_{ref}}{2} \right) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv'1} := c_{pv} \left(\frac{T_{w'1} + T_{ref}}{2} \right) = 1.876 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$p_{vs'1} := p_v(T_{w'1}) = 4.497 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{s'1} := w(T_{w'1}, T_{w'1}, p_{vs'1}, p_{abs}) = 0.029$$

$$i_{swm1} := i_a(c_{pa'1}, c_{pv'1}, T_{w'1}, w_{s'1}) = 1.055 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$i_{a'1} := i_{a1} + m_w c_{pwm} \frac{(T_{w'1} - T_{wo})}{m_{aQ}} = 4.335 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\Delta i_1 := i_{swm1} - i_{a'1} = 6.219 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{w'2} := T_{wo} + 0.4 (T_{wi} - T_{wo}) = 307.756 \text{ K}$$

$$c_{pa'2} := c_{pa} \left(\frac{T_{w'2} + T_{ref}}{2} \right) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv'2} := c_{pv} \left(\frac{T_{w'2} + T_{ref}}{2} \right) = 1.877 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$p_{vs'2} := p_v(T_{w'2}) = 5.505 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{s'2} := w(T_{w'2}, T_{w'2}, p_{vs'2}, p_{abs}) = 0.036$$

$$i_{swm2} := i_a(c_{pa'2}, c_{pv'2}, T_{w'2}, w_{s'2}) = 1.27 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$i_{a'2} := i_{a1} + m_w \cdot c_{pwm} \frac{(T_{w'2} - T_{wo})}{m_{aQ}} = 7.489 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\Delta i_2 := i_{swm2} - i_{a'2} = 5.214 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{w'3} := T_{wo} + 0.6 \cdot (T_{wi} - T_{wo}) = 310.156 \text{ K}$$

$$c_{pa'3} := c_{pa} \left(\frac{T_{w'3} + T_{ref}}{2} \right) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv'3} := c_{pv} \left(\frac{T_{w'3} + T_{ref}}{2} \right) = 1.878 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$p_{vs'3} := p_v(T_{w'3}) = 6.282 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{s'3} := w(T_{w'3}, T_{w'3}, p_{vs'3}, p_{abs}) = 0.041$$

$$i_{swm3} := i_a(c_{pa'3}, c_{pv'3}, T_{w'3}, w_{s'3}) = 1.435 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$i_{a'3} := i_{a1} + m_w \cdot c_{pwm} \frac{(T_{w'3} - T_{wo})}{m_{aQ}} = 9.592 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\Delta i_3 := i_{swm3} - i_{a'3} = 4.759 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$T_{w'4} := T_{wo} + 0.9 \cdot (T_{wi} - T_{wo}) = 313.756 \text{ K}$$

$$c_{pa'4} := c_{pa} \left(\frac{T_{w'4} + T_{ref}}{2} \right) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv'4} := c_{pv} \left(\frac{T_{w'4} + T_{ref}}{2} \right) = 1.88 \times 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$p_{vs'4} := p_v(T_{w'4}) = 7.623 \times 10^3 Pa$$

$$w_{s'4} := w(T_{w'4}, T_{w'4}, p_{vs'4}, p_{abs}) = 0.051$$

$$i_{swm4} := i_a(c_{pa'4}, c_{pv'4}, T_{w'4}, w_{s'4}) = 1.72 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

$$i_{a'4} := i_{a1} + m_w \cdot c_{pwm} \frac{(T_{w'4} - T_{wo})}{m_{aQ}} = 1.275 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

$$\Delta i_4 := i_{swm4} - i_{a'4} = 4.457 \times 10^4 \frac{J}{kg}$$

$$\psi' := \frac{c_{pwm}(T_{wi} - T_{wo})}{4} \left(\frac{1}{\Delta i_1} + \frac{1}{\Delta i_2} + \frac{1}{\Delta i_3} + \frac{1}{\Delta i_4} \right) = 0.986$$

Aquí se comprueba la calidad en la estimación de la temperatura del aire de salida de la torre ya que la Integral de Merkel global tiene que resultar ser igual calculándola con los dos métodos. Como todo el proceso hasta aquí está en función de T_{ao} , se tiene que ir variando T_{ao} de tal modo que se minimice el error que se encuentra en la continuación.

$$\psi = 0.959$$

$$\psi' = 0.986$$

Error en la estimación de la temperatura de salida del aire: valor a minimizar.

$$\text{Error}_{T_{ao}} := \psi - \psi' = -0.027 \quad (\text{Asumible})$$

Llegados a este punto ya se debe tener la convergencia en la temperatura de salida del aire de la torre. Por tanto, hasta aquí queda resuelta la parte térmica del cálculo. A continuación, conocida la distribución aproximada de las temperaturas del aire en la torre se podrá determinar sus propiedades en cada punto de la misma y así calcular el tiro (punto de funcionamiento).

De este modo, ya tenemos los siguientes valores definitivos:

$$m_{aQ} = 3.434 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{ai} = 293.15\text{K} \quad \text{----->} \quad Q_a := m_{aQ} (i_{a5} - i_{a1}) = 361.077 \cdot \text{MW}$$

$$T_{ao} = 309.38\text{K}$$

$$m_w = 7.204 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{wo} = 302.956\text{K} \quad \text{----->} \quad Q_w := m_w c_{pwm} (T_{wi} - T_{wo}) = 361.077 \cdot \text{MW}$$

$$T_{wi} = 314.956\text{K}$$

Esta comprobación es lógica ya que todo el calor que se considera que todo el calor que cede el agua es absorbido por el aire.

Ya se tienen todos los datos necesarios para estimar las pérdidas de carga localizadas de la torre:

Estructura (soportes de la torre) $k_{ts} := K_{ts}(\rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}) = 1.77$

Soportes del empaquetamiento $k_{fs} := K_{fs}(\rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}) = 0.465$

Empaquetamiento $k_{fill} := K_{fill}(G_w, G_a, L_{fill}, G_{av5}, G_{av1}, G_{av15}, \rho_{av1}, \rho_{av5}, \rho_{av15}) = 13.527$

Expansión tras empaquetamiento $k_{cte} := K_{cte}(A_{frA3}, \rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) = 0.011$

Zona del spray

$$k_{sp} := K_{sp}(L_{sp}, G_w, G_a, \rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) = 0.986$$

Sistema de distribución

$$k_{wd} := K_{wd}(\rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}) = 0.536$$

$$R_y := \frac{m_{av5} \cdot m}{\mu_{av5} \cdot A_{fr}} = 9.179 \times 10^4$$

Eliminador de gotas.

$$k_{de} := K_{de}(\rho_{av5}, \rho_{av15}, m_{av5}, m_{av15}, R_y) = 5.786$$

Entrada en la torre sin efecto de la zona de lluvia.

$$k'_{ctfill} := K'_{ctfi}(\rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}) = 4.119$$

Factor de corrección por efecto de la zona de lluvia.

$$c_{rz} := C_{rz}(G_w, G_a) = 0.557$$

Entrada en la torre afectada por la zona de lluvia

$$k_{ctfill} := k'_{ctfill} \cdot c_{rz} = 2.294$$

Cálculo previo a la constante de pérdidas en la zona de lluvia: $\frac{G_w}{\rho_{w5}} = 3.439 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$

Zona de lluvia:

$$k_{rz} := K_{rz}(a_v, v_{av3}, v_{w3}, a_p, a_{\mu}, a_L, \rho_{av1}, \rho_{av15}, m_{av1}, m_{av15}, \mu_{av1}) = 9.448$$

Ahora ya se puede calcular la presión en el punto 5:

Fórmula (9)

Cálculo del gradiente de temperaturas en el interior de la torre desde el punto 5 al pu

$$T_{a5} := T_{a0} = 309.38\text{K}$$

$$c_{pwT} := c_{pw} \left(\frac{T_{a5} + T_{ref}}{2} \right) = 4.187 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pvT} := c_{pv} \left(\frac{T_{a5} + T_{ref}}{2} \right) = 1.878 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Fórmula (10)

$$\left| \xi_a \right| - \left| \xi_T \right| = 6.637 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{m}}$$

Como se aprecia el gradiente de temperaturas es superior en la atmósfera que en la torre.

Con el gradiente de temperaturas se puede calcular la temperatura del aire de la torre en su punto más elevado (punto 6).

$$T_{a6} := T_{a5} + \xi_T (H_6 - H_3 - L_{fill} - L_{sp}) = 309.194\text{K}$$

Desde el punto 5 el aire mantiene su humedad hasta la salida de la torre, esto quiere decir:

$$w_6 := w_5 = 0.04$$

Con el gradiente de temperaturas atmosférico se puede calcular la temperatura ambiente en el punto más elevado de la torre:

$$T_{a7} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_6 = 292.485 \text{ K}$$

Mediante la siguiente fórmula se puede determinar la presión atmosférica a la altura del punto más elevado de la torre.

$$p_{a7} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \frac{H_6}{T_{a1}} \right)^{3.5 \cdot (1 + w_1) \cdot \left(1 - \frac{w_1}{w_1 + 0.62198} \right)} = 1.005 \times 10^5 \text{ Pa}$$

La humedad relativa se considera constante en la atmósfera o lo que es lo mismo:

$$w_7 := w_1 = 5.004 \times 10^{-3}$$

De este modo ya se tienen los datos necesarios para estimar la densidad del aire atmosférico a la altura de la torre:

$$\rho_{av7} := \rho_{av}(w_7, p_{a7}, T_{a7}) = 1.194 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Para calcular la densidad y presión en el punto 6 se procederá de forma iterativa ya que dependen el uno de otro, mutuamente.

$$\rho_{av6} := \rho_{av}(w_6, 1.005 \cdot 10^5 \text{ Pa}, T_{a6}) = 1.107 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Fr_D := \frac{\left(\frac{m_{av5}}{A_6} \right)^2}{\rho_{av6} (\rho_{av7} - \rho_{av6}) \cdot g \cdot d_6} = 0.901 \quad (\text{Número de Froude})$$

$$p_{a6} := p_{a7} + \left(0.02 \cdot Fr_D^{-1.5} - \frac{0.14}{Fr_D} \right) \cdot \frac{\left(\frac{m_{av5}}{A_6} \right)^2}{\rho_{av6}} = 1.005 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El cálculo iterativo finaliza cuando la presión que se emplea para estimar la densidad ρ_{a6} resulta ser la misma que la obtenida en la anterior ecuación en la que se calcula la presión p_{a6} a partir de ρ_{a6} . Es decir, se ha producido la convergencia del cálculo.

Por tanto, ya se tiene las propiedades del aire en todos los puntos considerados de la torre por lo que ya se puede calcular el tiro.

Ecuación que determina el punto de funcionamiento de la torre:

Valor para inicializar la resolución iterativa de la ecuación: $m_a := m_{aQ}$

Given

Fórmula (11)

$$m_{aP} := \text{Find}(m_a) = 3.426 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Valoración del error en la estimación: valor a minimizar.

$$\begin{array}{l|l} m_{aQ} = 3.434 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} & \\ \hline \text{--->} & \phi := m_{aQ} - m_{aP} = 8.236 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (\text{Asumible}) \\ \hline m_{aP} = 3.426 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} & \end{array}$$

Como los dos gastos máscos de aire son prácticamente coincidentes se puede considerar que se ha obtenido el punto de funcionamiento.

$$\dot{m}_a := \frac{m_{aQ} + m_{aP}}{2} = 3.43 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caída de presión por la torre:

Fórmula (12)

Verificación con las condiciones permitidas de operación en la torre:

- Gasto máscos de agua evaporada en la torre: $m_{vap} := m_a (w_6 - w_1) = 118.33 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

|
|
|
|

-----> Relación de agua evaporada respecto al agua circulante por la torre:

$$\phi_{evap} := \frac{m_{vap}}{m_w} = 1.643\%$$

Evaporación asumible: debe estar entre 1-3%

- Flujo máscos de agua: $G_w = 3.425 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$ Correcto: debe estar entre 0.8 y 4.2 kg/s·m²

- Relación entre el gasto de agua y aire: $\frac{m_w}{m_a} := \frac{m_w}{m_a} = 2.1$ Correcto: debe estar entre 0.5 y 3

- Velocidad del aire a la salida:

$$v_{aout} := \frac{m_a (1 + w_6)}{\rho_{av6} A_6} = 4.557 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Valor excesivamente grande:
No debería superar los 2 m/s

|
|
|
|

-----> PUNTO DE MEJORA DEL DISEÑO

Resultados obtenidos:

Flujo másico de agua.

$$m_w = 7.204 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo másico de aire

$$m_a = 3.43 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Temperatura de salida del aire

$$T_{ao} = 309.38\text{K}$$

Altura de la torre.

$$H_6 = 68.188\text{m}$$

Área frontal del empaquetamiento.

$$A_{fr} = 2.103 \times 10^3 \text{m}^2$$

Espesor del empaquetamiento.

$$L_{fill} = 2.5\text{m}$$

Diámetro de la torre a la altura de la entrada del aire.

$$d_3 = 54.55\text{m}$$

Área de la sección de la torre a la entrada del aire.

$$A_3 = 2.337 \times 10^3 \text{m}^2$$

Diámetro de la salida de la torre.

$$d_6 = 30.003\text{m}$$

Área de la sección de la torre a la salida del aire.

$$A_6 = 706.976\text{m}^2$$

Velocidad del aire a la salida de la torre

$$v_{aout} = 4.557 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Caída de presión por la torre.

$$\Delta p = 54.469\text{Pa}$$

Gasto másico de agua evaporada en la torre.

$$m_{wa} := m_a (w_6 - w_1) = 118.33 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Fórmula (4)

$$K_{\text{fill}}(G_w, G_a, L_{\text{fill}}, G_{\text{av5}}, G_{\text{av1}}, G_{\text{av15}}, \rho_{\text{av1}}, \rho_{\text{av5}}, \rho_{\text{av15}}) := \frac{L_{\text{fill}}}{\text{m}} \cdot 1.851 \cdot \left(\frac{G_w}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} \right)^{1.2752} \cdot \left(\frac{G_a}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} \right)^{-1.0356} + \frac{G_{\text{av5}}^2}{\rho_{\text{av5}}} + \frac{-G_{\text{av1}}^2}{\rho_{\text{av1}}} + \frac{G_{\text{av15}}^2}{\rho_{\text{av15}}}$$

Fórmula (5)

$$p_v(T) := \left[\left[10.79586 \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ref}}}{T} \right) + 5.02808 \cdot \log \left[\frac{T_{\text{ref}}}{T}, (10) \right] + 1.50474 \cdot 10^{-4} \right] \cdot \left[\frac{T - T_{\text{ref}}}{T_{\text{ref}}} \right] - 8.29692 \cdot \left(\frac{T - T_{\text{ref}}}{T_{\text{ref}}} \right) + 4.2873 \cdot 10^{-4} \cdot \left[4.76955 \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ref}}}{T} \right) - 1 \right] + 2.786118312 \right] \text{Pa}$$

Fórmula (6)

$$\rho_v(T) := \left[-4.062329056 + 0.10277044 \cdot \frac{T}{\text{K}} - 9.76300388 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^2 + 4.475240795 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^3 - 1.004596894 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^4 + 8.9154895 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^5 \right] \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Fórmula (7)

$$w(T, T_{\text{wb}}, p_{\text{vwb}}, p_{\text{abs}}) := \left[\frac{2501.6\text{K} - 2.3263 \cdot (T_{\text{wb}} - T_{\text{ref}})}{2501.6\text{K} + 1.8577 \cdot (T - T_{\text{ref}}) - 4.184 \cdot (T_{\text{wb}} - T_{\text{ref}})} \right] \cdot \left(\frac{0.62509 \cdot p_{\text{vwb}}}{p_{\text{abs}} - 1.005 \cdot p_{\text{vwb}}} \right) - \frac{1.00416 \cdot (T - T_{\text{wb}})}{2501.6\text{K} + 1.8577 \cdot (T - T_{\text{ref}}) - 4.184 \cdot (T_{\text{wb}} - T_{\text{ref}})}$$

Fórmula (8)

$$w_{a5} := 12 \cdot \left(\frac{D_3}{w_{a5} \cdot d_d} \right) \left(\frac{H_3}{d_d} \right) \left(\frac{p_{a5}}{R_a \cdot T_{a1} \cdot \rho_{w5}} \right) Sc_1^{0.33} \cdot \left(\frac{\ln \left(\frac{w_{a1} + 0.622}{w_{a1} - w_1} \right)}{\frac{w_{a1}}{w_{a1} - w_1}} \right) \cdot \left(\frac{0.80757 \cdot a_p \cdot \frac{D_{a5}}{28} - 30241.04 \cdot a_{H_2} \cdot \frac{H_{a5}}{Pa \cdot s} + 4.04016}{0.80043} \right) \cdot \left[\left[\frac{0.55 + 41.7215 \cdot \left(\frac{d_3}{a_1 \cdot m} \right)}{0.715 + 3.741 \cdot \left(\frac{H_3}{a_1 \cdot m} \right)} \right] \cdot \left[\frac{0.15 \cdot a_v \cdot \frac{v_{w5}}{m}}{3.11 \cdot e^{-1.23456}} \right] \cdot \left[\left(\frac{-0.2092 \cdot a_L \cdot \frac{H_3}{m}}{e^{5.3759}} \right) \cdot \left(\frac{0.0019055 \cdot a_L \cdot \frac{d_3}{m}}{e^{-0.55}} \right) \right] \right] \cdot \frac{2 \cdot K}{m^2} = 0.125$$

Fórmula (9)

$$p_{a5} := p_{a1} \cdot \left[1 + \xi_a \cdot \frac{\left(H_3 + \frac{L_{fill}}{2} \right)}{T_{a1}} \right] \cdot \left[\frac{3.5 \cdot (1 + w_1) \cdot \left(1 - \frac{w_1}{w_1 + 0.62198} \right)}{\left(\frac{L_{fill}}{H_3 + \frac{L_{fill}}{2}} \right) \cdot T_{a1}} \right] - \left(k_{ts} + k_{tz} + k_{fs} + k_{fill} + k_{cte} + k_{sp} + k_{wd} + k_{de} + k_{cfill} \right) \cdot \frac{\left(\frac{m_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2 \cdot \rho_{av15}} = 1.012 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Fórmula (10)

$$\xi_{5T} := - \left((1 + w_5) \cdot g \cdot \frac{\left[1 + 0.42216 \cdot \frac{10^{-11}}{Pa} \cdot w_5^2 \cdot p_{a5} \cdot e^{\frac{5406.1915 \cdot K}{T_{a5}}} \cdot \frac{[i_{fgw0} - (c_{pwT} - c_{pvT}) \cdot (T_{a5} - T_{ref})]}{R_a \cdot T_{a5} \cdot (w_5 + 0.622)} \right]}{(c_{pa5} + w_5 \cdot c_{pv5}) + 3.6693 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{s^2 \cdot K \cdot m}{kg} \right) \cdot w_5^2 \cdot p_{a5} \cdot e^{\frac{5406.1915 \cdot K}{T_{a5}}} \cdot \frac{[i_{fgw0} - (c_{pwT} - c_{pvT}) \cdot (T_{a5} - T_{ref})]}{T_{a5}^2}} \right) = -3.113 \times 10^{-3} \frac{K}{m}$$

Fórmula (11)

[illegible]

Fórmula (12)

$$\Delta p = p_{a1} \left[\left(1 + \xi_{a3} \frac{\left(\frac{L_{a1}}{H_3 + \frac{L_{a1}}{2}} \right)}{T_{a1}} \right)^{3.5 \left(1 + w_1 \right)} \left(1 - \frac{w_1}{w_1 + 0.62198} \right) \frac{w_1}{\xi_T (w_5 + 0.622)} \right] - \left[\frac{-0.021233}{\frac{m}{K}} (1 + w_5) \right] - \left(1 + \xi_{a3} \frac{H_6}{T_{a1}} \right)^{3.5 \left(1 + w_1 \right)} \left(1 - \frac{w_1}{w_1 + 0.62198} \right) \frac{\left[\frac{m_a (1 + w_5)}{A_6} \right]^2}{\rho_{av6}} - \left(0.02 \cdot Fr_D^{-1.5} - \frac{0.14}{Fr_D} \right) \frac{1}{\rho_{av6}} = 54.469 \text{ Pa}$$

ANEXO 6

DISEÑO TORRE SECA DE **TIRO NATURAL**

En este anexo se aborda el diseño de la torre seca de tiro natural que refrigera el ciclo de potencia previamente diseñado. Para dicho diseño se ha recurrido al trabajo de Detlev G. Kröger [39]. En realidad no se diseña, sino que se simula su funcionamiento para determinar sobre la torre prediseñada las condiciones de salida del aire, así como otros parámetros. Es decir, no se pretende modificar las características constructivas de la torre sino comprobar su funcionamiento ante la exigencia térmica que origina el ciclo de potencia.

Para lo anterior se procederá con un cálculo iterativo en que cada iteración consta de la siguiente secuencia:

- 1- Estimar temperatura del aire a la salida del intercambio de calor: Con dicha temperatura se puede obtener el gasto másico de aire que exige la transferencia de calor en la torre (m_{aQ}).
- 2- Simular el tiro del aire por la torre: Teniendo la distribución de temperatura del aire por la torre se puede calcular las propiedades del aire en cada zona en la que se ha considerado su estudio y de este modo se dispone de los datos suficientes para calcular el punto de funcionamiento del tiro, es decir, el gasto másico calculado a través del tiro (m_{aP}) y la pérdida de carga producida.
- 3- Evaluar la iteración: Comparar m_{aQ} con m_{aP} y terminar de iterar cuando la diferencia entre ambas sea asumible. Mientras tanto, para la siguiente iteración se considerará m_{aQ} como la media de las anteriores por lo que se podrá determinar una nueva temperatura del aire tras el intercambio de calor con la que comenzar una nueva iteración.

Notas:

- m_{aQ} y m_{aP} son dos variables propias del método de cálculo empleado pero en la realidad hay un único gasto másico de aire que origina la transferencia de calor y experimenta la pérdida de carga.
- Como se verá posteriormente en la ejecución de la simulación, la pérdida de carga localizada más importante se produce en el intercambio de calor (K_{he}) por lo que para simplificar los cálculos se ha estimado el valor del resto de coeficientes de pérdidas de carga localizada como un porcentaje de K_{he} . No es más que una hipótesis simplificativa.

DISEÑO DE TORRE SECA DE TIRO NATURAL

Sistema de unidades:

$$\text{kJ} := 10^3 \text{ J}$$

$$T_{\text{ref}} := 273.15 \text{ K}$$

$$\text{kmol} := 10^3 \text{ mol}$$

Condiciones atmosféricas:

$$\text{Temperatura del aire a nivel del suelo: } T_{a1} := (20 + 273.15) \text{ K} = 293.15 \text{ K}$$

$$\text{Temperatura de bulbo húmedo a nivel del suelo: } T_{wb1} := (11.5 + 273.15) \text{ K} = 284.65 \text{ K}$$

$$\text{Presión atmosférica a nivel del suelo: } p_{a1} := 101325 \text{ Pa}$$

$$\text{Gradiente de temperatura ambiente: } \gamma_a := -0.00975 \frac{\text{K}}{\text{m}}$$

Datos extraídos del ciclo:

$$\text{Entalpía de entrada del agua del ciclo en el condensador: } h_{\text{condin}} := 2.327 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Entalpía de salida del agua del ciclo del condensador: } h_{\text{condout}} := 191.806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Gasto másico del agua de ciclo por el condensador: } m_{\text{wcond}} := 169.1075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Calor evacuado del ciclo en el condensador: } Q_{\text{cond}} := m_{\text{wcond}} (h_{\text{condin}} - h_{\text{condout}}) = 361.077 \text{ MW}$$

$$\text{Temperatura de condensación: } T_{\text{cond}} := 45.806 \text{ K} + T_{\text{ref}} = 318.956 \text{ K}$$

Exigencias del proceso:

Diferencia térmica entre temperatura de condensación y temperatura de salida del agua refrigerante del condensador: $TTD := 4K$

Temperatura del agua refrigerante en la entrada torre (caliente): $T_{wi} := (T_{cond} - TTD) = 314.956K$

Salto térmico del agua en la torre: $\Delta T_w := 12K$

Temperatura del agua refrigerante en la salida de la torre (fría): $T_{wo} := T_{wi} - \Delta T_w = 302.956K$

Geometría de la torre:

Diámetro de la torre en la entrada de aire: $d_3 := 100m$

Altura de la torre: $H_5 := 1.25d_3 = 125m$

Altura de la entrada de aire en la torre: $H_3 := 0.1 \cdot H_5 = 12.5m$

Sección de la torre en la entrada del aire: $A_3 := \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 7.854 \times 10^3 m^2$

Área frontal efectiva de los haces: $A_{fr} := 0.85 \cdot A_3 = 6.676 \times 10^3 m^2$

Diámetro de la torre en su punto más elevado: $d_5 := 0.7 \cdot d_3 = 70m$

Sección de la torre en su punto más elevado: $A_5 := \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} = 3.848 \times 10^3 m^2$

Número de soportes de la torre: $n_{ts} := 60$

Longitud de los soportes de la torre: $L_{ts} := 15.78m$

Diámetro de los soportes de la torre: $d_{ts} := 0.5m$

Grosor de la carcasa de la entrada a la torre: $t_s := 0.8m$

Características del haz de tubos:

Diámetro hidráulico de los tubos: $d_e := 2.16 \text{ cm} = 0.022 \text{ m}$

Rugosidad de la pared interior de los tubos: $\varepsilon_t := 1.1318 \cdot 10^{-5} \text{ m}$

Rugosidad relativa: $\varepsilon_r := \frac{\varepsilon_t}{d_e} = 5.24 \times 10^{-4}$

Área interior por unidad de longitud: $A_{ti} := 67.9 \text{ mm} = 0.068 \text{ m}$

Área de la sección interior del tubo: $A_{ts} := \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2 = 3.664 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Longitud de cada tubo: $L_t := 15 \text{ m}$

Longitud efectiva de tubo: $L_{te} := 14.4 \text{ m}$

Número de haces: $n_b := 142$

Ángulo de la estructura de tubos en forma de A: $\theta := 61.5 \frac{2\pi \text{ rad}}{360} = 1.073 \text{ rad}$

Altura de la parte superior del intercambiador de calor:

$$H_4 := H_3 + \frac{A_{fr}}{n_b \cdot L_{te}} \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = 15.306 \text{ m}$$

Formulario para obtener propiedades del aire:

$$p_a := p_{a1} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$R_a := 287.08 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Propiedades del aire seco: Todas la propiedades dependientes de la temperatura

$$\text{Densidad: } \rho_a(T, p_a) := \frac{p_a}{R_a \cdot T}$$

Calor específico:

$$c_{pa}(T) := \left[1.045356 \cdot 10^3 - 3.161783 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{T}{\text{K}} + 7.083814 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}}\right)^2 - 2.705209 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}}\right)^3 \right] \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_a(T) := \left[2.287973 \cdot 10^{-6} + 6.259793 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{T}{\text{K}} - 3.131956 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}}\right)^2 + 8.15038 \cdot 10^{-15} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}}\right)^3 \right] \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad:

$$k_a(T) := \left[-4.937787 \cdot 10^{-4} + 1.018087 \cdot 10^{-4} \frac{T}{K} - 4.627937 \cdot 10^{-8} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 1.250603 \cdot 10^{-11} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

Propiedades del vapor saturado Todas la propiedades dependientes de la tempera

Presión:

Fórmula (1)

Calor específico:

$$c_{pv}(T) := \left[1.3605 \cdot 10^3 + 2.31334 \frac{T}{K} - 2.46784 \cdot 10^{-10} \left(\frac{T}{K} \right)^5 + 5.91332 \cdot 10^{-13} \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

Viscosidad dinámica:

$$\mu_v(T) := \left[2.562435 \cdot 10^{-6} + 1.816683 \cdot 10^{-8} \frac{T}{K} + 2.579066 \cdot 10^{-11} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.067299 \cdot 10^{-14} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] Pa \cdot s$$

Conductividad térmica:

$$k_v(T) := \left[1.3046 \cdot 10^{-2} - 3.756191 \cdot 10^{-5} \frac{T}{K} + 2.217964 \cdot 10^{-7} \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.111562 \cdot 10^{-10} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

Densidad:

Fórmula (2)

Propiedades aire húmedo:

Masa molecular del aire: $M_a := 28.97 \frac{kg}{kmol}$

Masa molecular del agua: $M_v := 18.016 \frac{kg}{kmol}$

Calor latente de vaporización:

$$i_{fgw}(T) := \left[3.4831814 \cdot 10^6 - 5.8627703 \cdot 10^3 \cdot \frac{T}{K} + 12.139568 \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.40290431 \cdot 10^{-2} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \cdot \frac{J}{kg}$$

calor latente de vaporización a $T_{ref}=273.15K$:

$$i_{fgw0} = i_{fgw}(T_{ref}) = 2.502 \times 10^3 \frac{kJ}{kg}$$

Densidad: $\rho_{av}(w, p_{abs}, T) := (1 + w) \cdot \frac{p_{abs} \left(1 - \frac{w}{w + 0.62198} \right)}{R_a \cdot T}$

Calor específico: $c_{pa}(c_{pa}, w, c_{pv}) := \frac{c_{pa} + w \cdot c_{pv}}{1 + w}$

Viscosidad dinámica: $\mu_{av}(w, \mu_a, \mu_v) := \frac{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot \mu_a \cdot M_a^{0.5} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot \mu_v \cdot M_v^{0.5}}{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot M_a^{0.5} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot M_v^{0.5}}$

Conductividad térmica: $k_{av}(w, k_a, k_v) := \frac{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot k_a \cdot M_a^{0.33} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot k_v \cdot M_v^{0.33}}{\frac{1}{1 + 1.608 \cdot w} \cdot M_a^{0.33} + \frac{w}{w + 0.622} \cdot M_v^{0.33}}$

Relación de humedades de la mezcla:

Fórmula (3)

$$p_{abs} := 101325 \text{ Pa}$$

Entalpía por kg de mezcla: $i_{av}(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := \frac{[c_{pa} \cdot (T - T_{ref}) + w \cdot [i_{fgw0} + c_{pv} \cdot (T - T_{ref})]]}{1 + w}$

Entalpía por kg de aire seco: $i_a(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := c_{pa} \cdot (T - T_{ref}) + w \cdot [i_{fgw0} + c_{pv} \cdot (T - T_{ref})]$

Propiedades agua saturada:

$$c_{pw}(T) := \left[8.15599 \cdot 10^3 - 2.80627 \cdot 10 \cdot \frac{T}{K} + 5.11283 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 2.17582 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho_w(T) := \left[\left[1.49343 \cdot 10^{-3} - 3.7164 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T}{K} + 7.09782 \cdot 10^{-9} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.90321 \cdot 10^{-20} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \right]^{-1} \cdot \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_w(T) := Pas \cdot \left(2.414 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{\frac{247.8}{\frac{T}{K} - 140}} \right)$$

$$k_w(T) := \frac{W}{m \cdot K} \cdot \left[-6.14255 \cdot 10^{-1} + 6.9962 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T}{K} - 1.01075 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 4.74737 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^4 \right]$$

$$\alpha_w(T) := \left[5.148103 \cdot 10^{-2} + 3.998714 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T}{K} - 1.4721869 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 1.21405335 \cdot 10^{-9} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \cdot \frac{N}{m}$$

Calor específico del agua a temperatura media del agua refrigerante:

$$c_{pw} := c_{pw} \left(\frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} \right) = 4.177 \times 10^3 \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

Gasto másico de agua que se desea refrigerar: $m_w := \frac{Q_{cond}}{C_{pw}(T_{wi} - T_{wo})} = 7.204 \times 10^3 \frac{kg}{s}$

El diseño de la torre se resuelve de forma iterativa. Para la primera iteración se considera que la temperatura del aire tras el intercambio de calor es la máxima posible. El límite superior de temperaturas del intercambio de calor lo pone la temperatura de entrada de agua que se quiere refrigerar en la torre y esta temperatura será la que se asuma en la primera iteración.

Condiciones del aire atmosférico:

Temperatura de bulbo seco: $T_{a1} = 293.15\text{K}$

Temperatura de bulbo húmedo: $T_{wb1} = 284.65\text{K}$

Presión de la mezcla a T_{wb} : $p_{av1} := p_v(T_{wb1}) = 1.357 \times 10^3 \text{Pa}$

Presión absoluta del aire: $p_{a1} = 1.013 \times 10^5 \text{Pa}$

Relación de humedades: $w_a := w(T_{a1}, T_{wb1}, p_{av1}, p_{a1}) = 5.004 \times 10^{-3}$

ITERACIÓN 1: $T_{a4} := T_{wi} = 314.956\text{K}$

Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: $\rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.121 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028\text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.992\text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor:

$$\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.865 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre:

$$p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{ Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a (H_5 - H_3) = 313.859 \text{ K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.108 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$m_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34}(T_{a4} - T_{a3})} = 1.635 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtención del gasto másico de aire a través de la torre a través del tiro:

Valor del gasto másico de aire para poder iniciar los cálculos del tiro:

$$m_a := m_{aQ} = 1.635 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- *Coeficiente de pérdidas del flujo de aire en la salida de la torre:*

Temperatura del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $T_{a6} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_5 = 291.931 \text{ K}$

Densidad del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $\rho_{a6} := \rho_a(T_{a6}, p_{a6}) = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$Fr_D := \frac{\left(\frac{m_a}{A_5} \right)^2}{\rho_{a5} (\rho_{a6} - \rho_{a5}) \cdot g \cdot d_5} = 0.285$$

$$K_{to} := -0.129 \cdot \left(\frac{d_5 \cdot Fr_D}{d_3} \right)^{-1} + 0.0144 \cdot \left(\frac{Fr_D \cdot d_5}{d_3} \right)^{-1.5} = -0.485$$

K_{he} es la constante de pérdida de carga por el Intercambiador de calor, su valor está introducido en la ecuación del tiro. Es dependiente de ϕ por eso no se ha calculado explícitamente, ya que no se dispone de ϕ todavía. $K_{he} = 1383.94795 \text{ Ry}^{-0.332458}$

- Relación entre la suma de los coeficientes de pérdidas localizadas (excepto K_{he}) y K_{he} . K_{he} es el coeficiente de pérdidas más notable y, por tanto, el que determina el tiro. Es una hipótesis simplificativa que permite estimar el resto de coeficientes de pérdidas de car localizadas sin tener que calcularlas, en base a una relación porcentual.

$$\phi := 15\%$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$m_{aP} := \text{Find}(m_a) = 1.696 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$K_{he} := 1383.94795 \cdot \left(\frac{\frac{m_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\text{Pa}\cdot\text{s}} \cdot \frac{A_{fr}}{\text{m}^2}} \right)^{-0.332458} = 27.176$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos másicos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es lejana temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un un valor más acertado p esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 613.11 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

ITERACIÓN 2:

$$\dot{m}_a := \frac{m_{aP} + m_{aQ}}{2} = 1.666 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{m_a \cdot c_{pa34}} = 314.552 \text{K}$$

Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: $\rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028 \text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.79 \text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor: $\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre: $p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \cdot \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a \cdot (H_5 - H_3) = 313.456 \text{K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$\dot{m}_a Q := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa} (T_{a4} - T_{a3})} = 1.666 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtención del gasto másico de aire por la torre a través del tiro:

Valor del gasto másico de aire para poder iniciar los cálculos del tiro: $\dot{m}_{aQ} = 1.666 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- Coeficiente de pérdidas del flujo de aire en la salida de la torre:

Temperatura del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $T_{a6} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_5 = 291.931 \text{K}$

Densidad del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $\rho_{a6} := \rho_a(T_{a6}, p_{a6}) = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$\text{Fr}_D := \frac{\left(\frac{\dot{m}_a}{A_5}\right)^2}{\rho_{a5} (\rho_{a6} - \rho_{a5}) \cdot g \cdot d_5} = 0.301$$

$$K_{a6} := -0.129 \cdot \left(\frac{d_5 \cdot \text{Fr}_D}{d_3}\right)^{-1} + 0.0144 \cdot \left(\frac{\text{Fr}_D \cdot d_5}{d_3}\right)^{-1.5} = -0.464$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$\dot{m}_{aD} := \text{Find}(\dot{m}_a) = 1.678 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$k_{ha} := 1383.94795 \cdot \left(\frac{\frac{m_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\frac{\text{m}^2}}}} \right)^{-0.332458} = 27.271$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos másicos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es lejana temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un valor más acertado para esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 121.53 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{ITERACIÓN 3: } m_a := \frac{m_{aP} + m_{aQ}}{2} = 1.672 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{m_a \cdot c_{pa34}} = 314.474\text{K}$$

Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: $\rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028\text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.751\text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor:

$$\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre:

$$p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \cdot \frac{H_5}{T_{a1}}\right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$$

Presión del aire interior en lo alto de la torre:

$$p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre:

$$T_{a5} := T_{a4} + \xi_a \cdot (H_5 - H_3) = 313.377\text{K}$$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre:

$$\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor:

$$c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$m_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34}(T_{a4} - T_{a3})} = 1.672 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtención del gasto másico de aire por la torre a través del tiro:

Valor del gasto másico de aire para poder iniciar los cálculos del tiro: $m_{aQ} = 1.672 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- Coeficiente de pérdidas del flujo de aire en la salida de la torre:

Temperatura del aire ambiente a la altura de la salida de la torre:

$$T_{a6} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_5 = 291.931\text{K}$$

Densidad del aire ambiente a la altura de la salida de la torre:

$$\rho_{a6} := \rho_a(T_{a6}, p_{a6}) = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Fr_{a5} := \frac{\left(\frac{m_a}{A_5}\right)^2}{\rho_{a5}(\rho_{a6} - \rho_{a5}) \cdot g \cdot d_5} = 0.304$$

$$K_{a3} := -0.129 \cdot \left(\frac{d_5 \cdot Fr_D}{d_3} \right)^{-1} + 0.0144 \cdot \left(\frac{Fr_D \cdot d_5}{d_3} \right)^{-1.5} = -0.46$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$m_{aP} := \text{Find}(m_a) = 1.674 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$k_{tce} := 1383.94795 \cdot \left(\frac{\frac{m_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\text{Pa}\cdot\text{s}} \cdot \frac{A_{fr}}{\text{m}^2}} \right)^{-0.332458} = 27.289$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos másicos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es leja a la temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un valor más acertado de esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 24.797 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$K_{\text{co}} := -0.129 \left(\frac{d_5 \cdot Fr_D}{d_3} \right)^{-1} + 0.0144 \left(\frac{Fr_D \cdot d_5}{d_3} \right)^{-1.5} = -0.46$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$m_{aP} := \text{Find}(m_a) = 1.674 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$k_{\text{Le}} := 1383.94795 \left(\frac{\frac{m_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\text{Pa}\cdot\text{s}} \frac{A_{fr}}{\text{m}^2}} \right)^{-0.332458} = 27.289$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos máscos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es leja temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un un valor más acertado esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 24.797 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

ITERACIÓN 4: $\dot{m}_a := \frac{m_{aP} + m_{aQ}}{2} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{\dot{m}_a c_{pa34}} = 314.458 \text{K}$$

Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: $\rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a H_3 = 293.028 \text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.743 \text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor: $\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre: $p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a (H_5 - H_3) = 313.361 \text{K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$\dot{m}_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34}(T_{a4} - T_{a3})} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

ITERACIÓN 4: $\dot{m}_a := \frac{\dot{m}_{aP} + \dot{m}_{aQ}}{2} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{\dot{m}_a \cdot c_{pa34}} = 314.458 \text{K}$$

Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: $\rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028 \text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.743 \text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor: $\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre: $p_{a6} := p_{a1} \left(1 + \xi_a \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a (H_5 - H_3) = 313.361 \text{K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$\dot{m}_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34}(T_{a4} - T_{a3})} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos máscos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es lejana a temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un un valor más acertado pa esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 5.088 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{ITERACIÓN 5: } m_{a3} := \frac{m_{aP} + m_{aQ}}{2} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{m_a \cdot c_{pa34}} = 314.455 \text{K}$$

$$\text{Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: } \rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: } T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028 \text{K}$$

$$\text{Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: } \rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Densidad media del aire durante el intercambio de calor: } \rho_{a34} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: } T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.742 \text{K}$$

$$\text{Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor: } \mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\text{Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre: } p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \cdot \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{ Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a (H_5 - H_3) = 313.358 \text{ K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$\dot{m}_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34}(T_{a4} - T_{a3})} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtención del gasto másico de aire por la torre a través del tiro:

Valor del gasto másico de aire para poder iniciar los cálculos del tiro: $\dot{m}_{aQ} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- *Coefficiente de pérdidas del flujo de aire en la salida de la torre:*

Temperatura del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $T_{a6} := T_{a1} + \xi_a H_5 = 291.931 \text{ K}$

Densidad del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $\rho_{a6} := \rho_a(T_{a6}, p_{a6}) = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$Fr_D := \frac{\left(\frac{\dot{m}_a}{A_5}\right)^2}{\rho_{a5}(\rho_{a6} - \rho_{a5}) \cdot g \cdot d_5} = 0.305$$

$$K_{a6} := -0.129 \cdot \left(\frac{d_5 \cdot Fr_D}{d_3}\right)^{-1} + 0.0144 \cdot \left(\frac{Fr_D \cdot d_5}{d_3}\right)^{-1.5} = -0.459$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$\dot{m}_{aP} := \text{Find}(\dot{m}_a) = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$k_{ha} := 1383.94795 \left(\frac{\frac{\dot{m}_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\text{Pa}\cdot\text{s}} \frac{A_{fr}}{\text{m}^2}} \right)^{-0.332458} = 27.294$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos másicos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es leja a la temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un valor más acertado de esta temperatura.

$$\chi := |\dot{m}_{aP} - \dot{m}_{aQ}| = 1.045 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{ITERACIÓN 6: } \dot{m}_{a4} := \frac{\dot{m}_{aP} + \dot{m}_{aQ}}{2} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{\dot{m}_a \cdot c_{pa34}} = 314.454 \text{K}$$

$$\text{Densidad del aire seco tras el intercambio de calor: } \rho_{a4} := \rho_a(T_{a4}, p_{a1}) = 1.122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Temperatura del aire justo antes del intercambio de calor: $T_{a3} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_3 = 293.028\text{K}$

Densidad del aire justo antes del intercambio de calor: $\rho_{a3} := \rho_a(T_{a3}, p_{a1}) = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Densidad media del aire durante el intercambio de calor: $\rho_{a34} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right)^{-1} = 1.162 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Temperatura media del aire durante el intercambio de calor: $T_{a34} := \frac{T_{a3} + T_{a4}}{2} = 303.741\text{K}$

Viscosidad dinámica media del aire durante el intercambio de calor: $\mu_{a34} := \mu_a(T_{a34}) = 1.864 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$

Presión del aire exterior a la altura de la cima de la torre: $p_{a6} := p_{a1} \cdot \left(1 + \xi_a \cdot \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Presión del aire interior en lo alto de la torre: $p_{a5} := p_{a6} = 9.986 \times 10^4 \text{Pa}$

Temperatura del aire interior en lo alto de la torre: $T_{a5} := T_{a4} + \xi_a \cdot (H_5 - H_3) = 313.358\text{K}$

Densidad del aire interior en lo alto de la torre: $\rho_{a5} := \rho_a(T_{a5}, p_{a5}) = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico medio del aire durante el intercambio de calor: $c_{pa34} := c_{pa}(T_{a34}) = 1.007 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$

Obtención del gasto másico de aire a través del intercambio de calor:

$$\dot{m}_{aQ} := \frac{Q_{\text{cond}}}{c_{pa34} (T_{a4} - T_{a3})} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtención del gasto másico de aire por la torre a través del tiro:

Valor del gasto másico de aire para poder iniciar los cálculos del tiro: $\dot{m}_{aQ} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- Coeficiente de pérdidas del flujo de aire en la salida de la torre:

Temperatura del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $T_{a6} := T_{a1} + \xi_a \cdot H_5 = 291.931 \text{ K}$

Densidad del aire ambiente a la altura de la salida de la torre: $\rho_{a6} := \rho_a(T_{a6}, P_{a6}) = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$Fr_D := \frac{\left(\frac{m_a}{A_5}\right)^2}{\rho_{a5}(\rho_{a6} - \rho_{a5}) \cdot g \cdot d_5} = 0.305$$

$$K_{a6} := -0.129 \cdot \left(\frac{d_5 \cdot Fr_D}{d_3}\right)^{-1} + 0.0144 \cdot \left(\frac{Fr_D \cdot d_5}{d_3}\right)^{-1.5} = -0.459$$

Ecuación del tiro:

Given

Fórmula (4)

$$m_{aP} := \text{Find}(m_a) = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ahora sí se puede estimar el valor de la constante de pérdidas por el intercambiador de calor:

$$k_{a6} := 1383.94795 \cdot \left(\frac{\frac{m_{aP}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}}{\frac{\mu_{a34}}{\text{Pa} \cdot \text{s}} \cdot \frac{A_{fr}}{\text{m}^2}} \right)^{-0.332458} = 27.294$$

La discrepancia obtenida entre los dos gastos másicos es debida a que la estimación de la temperatura del aire tras el intercambio de calor en esta iteración aun es lejana a temperatura real. Por tanto habrá que seguir iterando con un valor más acertado para esta temperatura.

$$\chi := |m_{aP} - m_{aQ}| = 0.215 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La solución ha convergido:

Gasto másico de aire por la torre:

$$\dot{m}_a := \frac{m_{aQ} + m_{aP}}{2} = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caída de presión por la torre:

$$\Delta p := p_{a1} \left[\left(1 + \xi_a \frac{H_3 + H_4}{2T_{a1}} \right)^{3.5} \left(1 + \xi_a \frac{H_5 + \frac{-H_3}{2} + \frac{-H_4}{2}}{T_{a4}} \right)^{3.5} - \left(1 + \xi_a \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \right] = 88.447 \text{ Pa}$$

Temperatura del aire tras el intercambio de calor:

$$T_{a4} := T_{a3} + \frac{Q_{\text{cond}}}{m_a c_{pa4}} = 314.454 \text{ K}$$

Temperatura del aire a la salida de la torre:

$$T_{a5} := T_{a4} + \xi_a (H_5 - H_3) = 313.357 \text{ K}$$

RESULTADOS OBTENIDOS

$$m_w = 7.204 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de agua.

$$m_a = 1.673 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de aire

$$T_{a5} = 313.357\text{K}$$

Temperatura de salida del aire

$$H_5 = 125\text{m}$$

Altura de la torre.

$$A_{fr} = 6.676 \times 10^3 \text{m}^2$$

Área frontal efectiva de los haces.

$$d_3 = 100\text{m}$$

Diámetro de la torre a la altura de la entrada del

$$A_3 = 7.854 \times 10^3 \text{m}^2$$

Área de la torre a la altura de la entrada del aire.

$$d_5 = 70\text{m}$$

Diámetro de la parte más elevada de la torre.

$$A_5 = 3.848 \times 10^3 \text{m}^2$$

Área de la parte más elevada de la torre.

$$\Delta p = 88.447\text{Pa}$$

Salto de presión por la torre.

$$v_{aout} = \frac{m_a}{\rho_{a5} \cdot A_5} = 3.917 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad del aire a la salida de la torre

Fórmulas referenciadas en el cálculo:

Fórmula (1)

$$p_v(T) := \left[10^{-} \left[10.79586 - \left(1 - \frac{T_{ref}}{T} \right) + 5.02808 \cdot \log \left[\frac{T_{ref}}{T} \right] + 1.50474 \cdot 10^{-4} \left[1 - 10 \left[-8.29692 \cdot \left(\frac{T - T_{ref}}{T_{ref}} \right) + 4.2873 \cdot 10^{-4} \left[10 \left[4.76955 \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T} \right) - 1 \right] + 2.786118312 \right] \right] \right] \right] \right] \text{Pa}$$

Fórmula (2)

$$\rho_v(T) := \left[-4.062329056 + 0.10277044 \frac{T}{K} - 9.76300388 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{K} \right)^2 + 4.475240795 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{K} \right)^3 - 1.004596894 \cdot 10^{-8} \left(\frac{T}{K} \right)^4 + 8.9154895 \cdot 10^{-12} \left(\frac{T}{K} \right)^5 \right] \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Fórmula (3)

$$w(T_w, T_{wb}, p_{vwb}, p_{abs}) := \left[\frac{2501.6K - 2.3263(T_w - T_{ref})}{2501.6K + 1.8577(T_w - T_{ref}) - 4.184(T_w - T_{ref})} \right] \left(\frac{0.62509 \cdot p_{vwb}}{p_{abs} - 1.005 \cdot p_{vwb}} \right) - \frac{1.00416(T_w - T_{wb})}{2501.6K + 1.8577(T_w - T_{ref}) - 4.184(T_w - T_{ref})}$$

Fórmula (4)

$$p_{a1} \left[\left(\frac{1 + \xi_a}{1 + \xi_a} \frac{H_3 + H_4}{2T_{a1}} \right)^{3.5} \left(1 + \xi_a \frac{H_5 + \frac{-H_3}{2} + \frac{-H_4}{2}}{T_{a4}} \right)^{3.5} - \left(1 + \xi_a \frac{H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \right] = \frac{m_a^2 (1 + K_{10})}{A_5^2 \cdot p_{a5}} + (1 + \phi) \cdot 1383.94795 \cdot \left[\left(\frac{\frac{m_a}{kg}}{\frac{kg}{s}} \frac{A_5}{Pa \cdot s} \right)^{-0.332458} \right] \frac{m_a^2}{A_5^2 \cdot p_{a34}} \left[1 + \xi_a \frac{H_5 + \frac{-H_3}{2} + \frac{-H_4}{2}}{T_{a4}} \right]^{3.5}$$

ANEXO 7

DISEÑO TORRE HÚMEDA **DE TIRO INDUCIDO**

En este anexo se abordará el diseño de torres húmedas de tiro inducido que deben satisfacer unas exigencias térmicas y unas condiciones de operación que garanticen su buen funcionamiento. Para la elaboración de este anexo se ha recurrido al trabajo de Detlev G. Kröger [39].

El funcionamiento de este tipo de torres no es tan crítico como el caso de las torres de tiro natural ya que los ventiladores suelen estar dimensionados de tal modo que se pueda circular por el interior de la torre la cantidad de aire necesaria superando la pérdida de carga originada mediante el control del régimen de funcionamiento del ventilador. No obstante, para optimizar el funcionamiento del ventilador se tratará de aproximar el rendimiento de operación al máximo rendimiento posible: rendimiento óptimo de diseño.

En el diseño de la torre se considerará tres tipos de variables:

1- Variable de diseño: La temperatura del aire (saturado) a la salida de la torre.

Se jugará con esta variable cuyo valor condicionará todo el funcionamiento de la torre.

2- Variables de control: Longitud del empaquetamiento, velocidad del aire a la salida de la torre y relación entre el gasto másico de agua y aire por la torre.

De antemano se conoce el rango de valores entre los que pueden encontrarse estas variables, por tanto, se podrá jugar con la variable de diseño siempre y cuando las variables de control se encuentren en los intervalos recomendados.

3- Variable a optimizar: Rendimiento del ventilador.

Se jugará con distintos valores de la temperatura del aire a la salida de la torre de tal modo que, satisfaciendo los rangos que limitan las variables de control, se obtenga el máximo rendimiento posible en el funcionamiento del ventilador.

Para poder jugar con las variables anteriores se deberá simular numéricamente el funcionamiento de la torre de tal modo que al modificar la variable de diseño reaccionen consecuentemente el resto de variables implicadas.

La simulación numérica del funcionamiento de una torre húmeda de tiro inducido consta de los siguientes pasos:

1- Determinación del número de torres necesarias:

Este valor responde al flujo másico de agua máximo que puede atravesar la sección de la torre para que se produzca una transferencia de calor efectiva entre el agua y el aire y, sobre todo, evitar el riesgo de “inundación”. Como se conoce el gasto másico de agua que circula por el circuito de refrigeración, calculado con un balance de energía en el condensador, y la sección de cada torre habrá que determinar el número de torres que propicien una sección transversal total suficiente para que el flujo másico de agua por la torre no supere el valor permitido $4.2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

2- Simulación de la transferencia de calor mediante la Integral de Merkel:

La resolución de esta integral es un método numérico desarrollado en la ejecución de este diseño y explicado por Detlev G. Kröger [36]. La finalidad del cálculo de esta integral es la de hallar el espesor del empaquetamiento, mediante la función de empaquetamiento, necesario para que se produzca la transferencia de calor que genere la temperatura del aire a la salida de la torre con la que se está jugando.

3- Simulación de la pérdida de carga por la torre y funcionamiento del ventilador:

Tras la resolución de la transferencia de calor por la torre se consigue determinar el espesor del empaquetamiento que determinará en gran medida la caída de presión por la torre y, por tanto, la caída de presión que tendrá que vencer el ventilador mediante el correspondiente funcionamiento.

A continuación se resaltan los datos destacables considerados en este diseño:

Empaquetamiento:

- Función de empaquetamiento:

$$PF (1/m) = 0.32 \cdot (Gw/Ga)^{-0.54}$$

- Constante de pérdida de carga por el empaquetamiento:

$$K_{fill} (1/m) = 2.32 \cdot (Gw/Ga) + 2.8$$

Ventilador:

- Incremento de presión generado:

$$\Delta p_{F/dif} (Pa) = 300 + 40 \cdot 10^{-3} V - 100 \cdot 10^{-6} V^2 - 150 \cdot 10^{-9} V^3$$

- Potencia consumida:

$$P_{F/dif} (W) = 203300 - 60V + 460 \cdot 10^{-3} V^2 - 400 \cdot 10^{-6} V^3$$

Dimensiones de la torre:

- Diámetro del ventilador: $D = 12$ m.
- Longitud del lado de la sección de la torre: $\text{lado} = 1.2 \cdot D = 14.4$ m.

En lo que sigue se muestran los cálculos pertinentes para el diseño de la torre de refrigeración húmeda de tiro inducido:

DISEÑO DE TORRE DE REFRIGERACIÓN DE TIPO MECÁNICO INDUCIDO.

Sistema de unidades:

$$\text{kJ} := 10^3 \text{J}$$

$$T_{\text{ref}} := 273.15 \text{K}$$

$$\text{kmol} := 10^3 \text{mol}$$

Propiedades geométricas de las torres:

Geometría: Torre de sección cuadrada.

$$D_{\text{vent}} := 12 \text{m}$$

$$\text{lado} := 1.2 D_{\text{vent}} = 14.4 \text{m}$$

$$A_{\text{fr}} := \text{lado}^2 = 207.36 \text{m}^2$$

Propiedades del empaquetamiento:

Coeficientes de la función de empaquetamiento: $a_d := 0.32$ $b_d := 0.54$

Coeficientes de las pérdidas de carga: $a_p := 2.32$ $b_p := 2.8$

Otras pérdidas de carga localizadas

persiana y soportes (condiciones del aire evaluadas a la entrada de la torre, área frontal) $k_{ps} := 1$

eliminador de gotas (condiciones del aire evaluadas a la salida de la torre, área frontal) $k_{de} := 2$

ventilador (condiciones del aire evaluadas a la salida de la torre, área del ventilador) $k_{vent} := 1$

Datos extraídos del ciclo:

Entalpía de entrada del agua del ciclo en el condensador: $h_{\text{condin}} := 2.327 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Entalpía de salida del agua del ciclo del condensador: $h_{\text{condout}} := 191.806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Gasto másico del agua de ciclo por el condensador:

$$m_{wcond} := 169.1075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor evacuado del ciclo en el condensador:

$$Q_{cond} := m_{wcond} (h_{condin} - h_{condout}) = 361.077 \text{ MW}$$

Temperatura de condensación:

$$T_{cond} := 45.806 \text{ K} + T_{ref} = 318.956 \text{ K}$$

Condiciones del medio:

Temperatura seca:

$$T_{ai} := (20 \text{ K} + T_{ref}) = 293.15 \text{ K}$$

Temperatura bulbo húmedo:

$$T_{wbi} := (11.5 \text{ K} + T_{ref}) = 284.65 \text{ K}$$

Presión atmosférica:

$$p_a := 101325 \text{ Pa}$$

Formulario para obtener propiedades:

$$p_a = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$R_a := 287.08 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Propiedades del aire seco Todas la propiedades dependientes de la temperatura.

Densidad: $\rho_a(T) := \frac{p_a}{R_a \cdot T}$

Calor específico: $c_{pa}(T) := \left[1.045356 \cdot 10^3 - 3.161783 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{T}{\text{K}} + 7.083814 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^2 - 2.705209 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{\text{K}} \right)^3 \right] \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Propiedades del vapor saturado Todas la propiedades dependientes de la temperatura.

Presión:

Fórmula (1)

Calor específico:

$$c_{pv}(T) := \left[1.3605 \cdot 10^3 + 2.31334 \frac{T}{K} - 2.46784 \cdot 10^{-10} \left(\frac{T}{K} \right)^5 + 5.91332 \cdot 10^{-13} \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \frac{J}{kg \cdot K}$$

Densidad:

Fórmula (2)

Propiedades aire húmedo:

$$\text{Masa molecular del aire: } M_a := 28.97 \frac{kg}{kmol}$$

$$\text{Masa molecular del agua: } M_v := 18.016 \frac{kg}{kmol}$$

Calor latente de vaporización:

$$i_{fgw}(T) := \left[3.4831814 \cdot 10^6 - 5.8627703 \cdot 10^3 \frac{T}{K} + 12.139568 \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.40290431 \cdot 10^{-2} \left(\frac{T}{K} \right)^3 \right] \frac{J}{kg}$$

para fórmulas posteriores será necesario el calor latente de vaporización a $T_{ref}=273.15K$

$$i_{fgw0} := i_{fgw}(T_{ref}) = 2.502 \times 10^3 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Densidad: } \rho_{av}(w, p_{abs}, T) := (1 + w) \cdot \frac{p_{abs} \left(1 - \frac{w}{w + 0.62198} \right)}{R_a \cdot T}$$

$$\text{Calor específico: } c_{pa}(c_{pa}, w, c_{pv}) := \frac{c_{pa} + w \cdot c_{pv}}{1 + w}$$

Relación de humedades de la mezcla:

Fórmula (3)

$$p_{abs} := p_a = 1.013 \times 10^5 Pa$$

$$\text{Entalpía por kg de mezcla: } i_{av}(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := \frac{[c_{pa}(T - T_{ref}) + w [i_{fgw0} + c_{pv}(T - T_{ref})]]}{1 + w}$$

$$\text{Entalpía por kg de aire seco: } i_a(c_{pa}, c_{pv}, T, w) := c_{pa}(T - T_{ref}) + w [i_{fgw0} + c_{pv}(T - T_{ref})]$$

Propiedades agua saturada:

Calor específico: $c_{pw}(T) := \left[8.15599 \cdot 10^{-3} - 2.80627 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T}{K} + 5.11283 \cdot 10^{-9} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 2.17582 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right] \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$

Densidad: $\rho_w(T) := \left[1.49343 \cdot 10^{-3} - 3.7164 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T}{K} + 7.09782 \cdot 10^{-9} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^2 - 1.90321 \cdot 10^{-20} \cdot \left(\frac{T}{K} \right)^6 \right]^{-1} \cdot \frac{kg}{m^3}$

Ev olución de la temperatura del agua:

Diferencia térmica entre temperatura de condensación y temperatura de salida del agua refrigerante del condensador:

$$TTD := 4K$$

Temperatura del agua refrigerante en la entrada torre (caliente):

$$T_{wi} := (T_{cond} - TTD) = 314.956K$$

Salto térmico del agua en la torre:

$$\Delta T_w := 12K$$

Temperatura del agua refrigerante en la salida de la torre (fria):

$$T_{wo} := T_{wi} - \Delta T_w = 302.956K$$

Calor específico del agua la temperatura media del agua:

$$c_{pwm} := c_{pw} \left(\frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} \right) = 4.177 \frac{1}{K} \cdot \frac{kJ}{kg}$$

Ahora se puede estimar el gasto másico de agua que se quiere refrigerar en las torre:

$$m_{wtorres} := \frac{Q_{cond}}{c_{pwm}(T_{wi} - T_{wo})} = 7.204 \times 10^3 \frac{kg}{s}$$

$$G_{wtotal} := \frac{m_{wtorres}}{A_{fr}} = 34.74 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

NOTA : G_w que es el flujo de agua que atraviesa el área frontal de cada torre tiene que estar entre 0,8 y $4,2 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$. $G_{w\text{total}}$ es el flujo de agua que se produciría si todo el agua del circuito de refrigeración se hiciera pasar por una sola torre. Para lograr que G_w se encuentre entre los valores permitidos habrá que aumentar el número de torres, pero considerando siempre el mínimo número de torres que permitan situarnos en el intervalo señalado.

$$G_{\text{maxtorre}} = 4,2 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$N_{\text{torres}} = \text{ceil} \left(\frac{G_{w\text{total}}}{G_{\text{maxtorre}}} \right) = 9$$

De momento harán falta 9 torres. Las 9 torres que se van a considerar se dispondrán paralelamente de tal forma que el agua a refrigerar se distribuye equitativamente entre las 9 torres y además las temperaturas del agua a refrigerar inicial y final son iguales en todas las torres e iguales a las indicadas anteriormente.

Por tanto con las 9 torres consideradas, éste es el gasto másico de agua que circula por cada una de ellas.

$$\text{Gasto de agua por cada torre} \quad m_w := \frac{m_{w\text{torres}}}{N_{\text{torres}}} = 800,408 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo másico de agua por la sección de cada torre. Es inferior al límite de $4,2 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$, lógicamente.

$$G_w := \frac{m_w}{A_{\text{fr}}} = 3,86 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Cálculo de las propiedades del aire a la entrada en la torre (aire atmosférico).

$$T_{\text{ai}} = 293,15 \text{ K}$$

$$T_{\text{wbi}} = 284,65 \text{ K}$$

$$p_{\text{vwbi}} := p_v(T_{\text{wbi}}) = 1,357 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_i := w(T_{\text{ai}}, T_{\text{wbi}}, p_{\text{vwbi}}, p_{\text{abs}}) = 5,004 \times 10^{-3}$$

$$\rho_{\text{avi}} := \rho_{\text{av}}(w_i, p_{\text{abs}}, T_{\text{ai}}) = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{\text{pai}} := c_{\text{pa}} \left[\frac{(T_{\text{ai}} + T_{\text{ref}})}{2} \right] = 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{\text{pvi}} := c_{\text{pv}} \left[\frac{(T_{\text{ai}} + T_{\text{ref}})}{2} \right] = 1,871 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{ai} := i_a(c_{pa}, c_{pvi}, T_{ai}, w_i) = 32.836 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación, comienzan las iteraciones comprobando la operación de la torre con distintas temperaturas de salida del aire (saturado) y eligiendo la que mejor se adapte a las necesidades y cumpla con las condiciones de operación recomendadas. En este diseño se considera como variable a optimizar el rendimiento del ventilador de tal forma que se intentará aproximar al máximo el rendimiento de operación del ventilador con el rendimiento óptimo del mismo, cumpliendo siempre con los rangos de valores recomendados para determinadas variables, como se verá más adelante.

VARIABLE DE DISEÑO: Temperatura de salida del aire:

$$T_{ao} := (32K + T_{ref}) = 305.15K$$

Propiedades del aire a la salida de la torre:

Si el aire está saturado su temperatura seca coincide con la temperatura de bulbo húmedo:

$$T_{wbo} := T_{ao} = 305.15K$$

$$p_{vwbo} := p_v(T_{wbo}) = 4.758 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_o := w(T_{ao}, T_{wbo}, p_{vwbo}, p_{abs}) = 0.031$$

$$\rho_{avo} := \rho_a(w_o, p_{abs}, T_{ao}) = 1.136 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{pa o} := c_{pa} \left[\frac{(T_{ao} + T_{ref})}{2} \right] = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pvo} := c_{pv} \left[\frac{(T_{ao} + T_{ref})}{2} \right] = 1.876 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{ao} := i_a(c_{pa o}, c_{pvo}, T_{ao}, w_o) = 111.121 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

HIPÓTESIS SIMPLIFICATIVA: Para el cálculo de la curva resistente a través de la torre será necesario considerar las características del aire también a la mitad de la torre. Como simplificación asumiremos que en la mitad de la torre el aire se encuentra con sus características medias entre la entrada y salida de la misma.

$$\rho_{avm} := 2 \left(\frac{1}{\rho_{avo}} + \frac{1}{\rho_{avi}} \right)^{-1} = 1.167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$w_m := \frac{w_i + w_o}{2} = 0.018$$

Caudal y gasto de aire

Gasto másico total que pasa por todas las torres.

$$\dot{m}_{\text{atorres}} := \frac{Q_{\text{cond}}}{i_{\text{ao}} - i_{\text{ai}}} = 4.612 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de aire que pasa por cada torre. Al igual que el agua de refrigeración, el aire también se distribuye equitativamente por todas las torres.

$$\dot{m}_a := \frac{\dot{m}_{\text{atorres}}}{N_{\text{torres}}} = 512.479 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo másico de aire por el área transversal de la torre.

$$G_a := \frac{\dot{m}_a}{A_{\text{fr}}} = 2.471 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Flujo másico de aire por la salida de la torre.

$$G_{\text{aa out}} := \frac{\dot{m}_a}{\frac{\pi \cdot D_{\text{vent}}^2}{4}} = 4.531 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Velocidad del aire a la salida de la torre : debe situarse entre 1.5 y 4 m/s. **Es una variable de control.**

$$v_{\text{aout}} := \frac{G_{\text{aa out}}}{\rho_{\text{avo}}} = 3.989 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Relación entre gastos (o flujos) másicos de agua y aire : debe situarse entre 0.5 y 2.5. **Es una variable de control.**

$$\frac{G_w}{G_a} = 1.562$$

RESOLUCION DE LA INTEGRAL DE MERKEL

1. Datos del aire saturado a :

- Temperatura de entrada del agua.
- Temperatura de salida del agua.
- Temperatura media del agua.

1.1 Temperatura de entrada del agua: $T_{\text{wi}} = 314.956 \text{ K}$

$$p_{\text{swi}} := p_v(T_{\text{wi}}) = 8.123 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{\text{swi}} := w(T_{\text{wi}}, T_{\text{wi}}, p_{\text{swi}}, p_{\text{abs}}) = 0.055$$

$$c_{\text{pa swi}} := c_{\text{pa}} \left[\frac{(T_{\text{wi}} + T_{\text{ref}})}{2} \right] = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{\text{pv swi}} := c_{\text{pv}} \left[\frac{(T_{\text{wi}} + T_{\text{ref}})}{2} \right] = 1.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{swi} := i_a(c_{pa swi} c_{pv swi} T_{wi}, w_{swi}) = 182.71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

1.2 Temperatura media del agua: $T_{wm} := \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} = 308.956\text{K}$

$$p_{swm} := p_v(T_{wm}) = 5.882 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{swm} := w(T_{wm}, T_{wm}, p_{swm}, p_{abs}) = 0.039$$

$$c_{pa swm} := c_{pa} \left[\frac{(T_{wm} + T_{ref})}{2} \right] = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv swm} := c_{pv} \left[\frac{(T_{wm} + T_{ref})}{2} \right] = 1.878 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{swm} := i_a(c_{pa swm} c_{pv swm} T_{wm}, w_{swm}) = 135.041 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

1.3 Temperatura de salida del agua: $T_{wo} = 302.956\text{K}$

$$p_{swo} := p_v(T_{wo}) = 4.198 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$w_{swo} := w(T_{wo}, T_{wo}, p_{swo}, p_{abs}) = 0.027$$

$$c_{pa swo} := c_{pa} \left[\frac{(T_{wo} + T_{ref})}{2} \right] = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{pv swo} := c_{pv} \left[\frac{(T_{wo} + T_{ref})}{2} \right] = 1.875 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$i_{swo} := i_a(c_{pa swo} c_{pv swo} T_{wo}, w_{swo}) = 99.119 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

2. Cálculo de parámetros.

$$\text{derivada}_{sw} := \frac{i_{swi} - i_{swo}}{T_{wi} - T_{wo}} = 6.966 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda := \frac{i_{swi} + i_{swo} - 2 \cdot i_{swm}}{4} = 2.937 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$C_{ntu} := \frac{m_w \cdot c_{pwm}}{m_a \cdot \text{derivada}_{sw}} = 0.937 \quad \text{menor que 1 ---> selección de fórmula para hallar la Integral de Merkel.}$$

$$\varepsilon := \frac{i_{swi} - i_{swo}}{i_{swi} - i_{ai} - \lambda} = 0.569$$

$$NTU_{min} := \frac{-\ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - C_{ntu} \cdot \varepsilon}\right)}{1 - C_{ntu}} = 1.267 \quad \text{Empleo de fórmula para el cálculo de } NTU_{min} \text{ para flujo en contracorriente.}$$

$$\text{int} := NTU_{min} \frac{c_{pwm}}{\text{derivada}_{sw}} = 0.76 \quad \text{Integral de Merkel}$$

Cálculo de la profundidad del empaquetamiento: Integral de Merkel = PF * Lf .

$$\text{Función de empaquetamiento:} \quad PF := \left[\text{ad} \cdot \left(\frac{G_w}{G_a} \right)^{-bd} \right] \cdot m^{-1} = 0.252 \frac{1}{m}$$

$$\text{Profundidad de empaquetamiento:} \quad L_{fill} := \frac{\text{int}}{PF} = 3.021 m$$

— > Es una **variable de control**.

Una vez que hemos resuelto por el lado de la transferencia de calor la profundidad de empaquetamiento que necesitamos para cumplir las exigencias térmicas requeridas, ya podemos calcular la pérdida de carga que sufre el aire que atraviesa cada torre y de este modo obtener el régimen de funcionamiento del ventilador.

PÉRDIDA DE CARGA EN LA TORRE

Pérdida de carga en el empaquetamiento:

$$k_{fill} := \left[a_p \cdot \left(\frac{G_w}{G_a} \right) + b_p \right] \frac{1}{m} = 6.423 \frac{1}{m}$$

$$\Delta p_{fill} := \left[k_{fill} \cdot L_{fill} + \frac{\frac{(1+w_o)^2}{\rho_{avo}} - \frac{(1+w_i)^2}{\rho_{avi}}}{\left[\frac{(1+w_m)^2}{\rho_{avm}} \right]} \right] \cdot \left[\frac{m_a (1+w_m)}{A_{fr}} \right]^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{avm}} = 52.892 \text{ Pa}$$

PERDIDA DE CARGA TOTAL EN LA TORRE:

$$\Delta p_{torre} := \left[k_{ps} \left[\frac{m_a (1+w_i)}{A_{fr}} \right]^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{avi}} \right] + \Delta p_{fill} + \left[k_{de} \left[\frac{m_a (1+w_o)}{A_{fr}} \right]^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{avo}} \right] + \left[k_{vent} \left[\frac{m_a (1+w_o)}{\frac{\pi D_{vent}^2}{4}} \right]^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{avo}} \right]$$

$$\Delta p_{torre} = 70.777 \text{ Pa}$$

Por tanto ya sabemos el salto de presiones que debe originar el ventilador:

Funcionamiento del ventilador:

Caudal de de aire que sale por la torre y, por tanto, atraviesa el ventilador. Como el ventilador se encuentra a la salida de la torre, se deberá considerar las condiciones del aire a la salida (aire saturado)

$$Q := \frac{m_a (1+w_o)}{\rho_{avo}} = 465.018 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Las curvas características de nuestro ventilador nos son dadas en unas condiciones de referencia. Para trasladarlo a nuestra situación real debemos aplicar semejanza.

$$N_{ref} = 100 \text{ rpm} \quad D_{ref} = 10 \text{ m} \quad \rho_{ref} = 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$N_{ref} := 100 \text{ rpm} \quad D_{ref} := 10 \text{ m} \quad \rho_{ref} := 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Valor para inicializar los cálculos que permiten obtener el régimen de giro del ventilador, mediante un cálculo iterativo sobre la ecuación que marca la intersección entre la curva característica del ventilador y la pérdida de carga por la torre.

$$N_{vent} := 1 \text{ rpm}$$

Given

Fórmula (4)

$$N_{vent} := \text{Find}(N_{vent}) = 45.021 \text{ rpm}$$

$$Q_{ref} := \left[\left(\frac{D_{ref}}{D_{vent}} \right)^3 \cdot \left(\frac{N_{ref}}{N_{vent}} \right) \cdot Q \right] = 597.732 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P_{vent,ref} := 203300 \text{ W} - 60 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}} \right) \cdot Q_{ref} + 460 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^4} \right) \cdot Q_{ref}^2 - 400 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^7} \right) \cdot Q_{ref}^3 = 2.464 \times 10^5 \text{ W}$$

$$P_{vent} := P_{vent,ref} \left(\frac{N_{vent}}{N_{ref}} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_{vent}}{D_{ref}} \right)^5 \cdot \frac{\rho_{avo}}{\rho_{ref}} = 5.296 \times 10^4 \text{ W} \quad \text{Potencia consumida por el ventilador.}$$

$$\eta := \frac{\Delta p_{torre} \cdot Q}{P_{vent}} = 62.147\% \quad \text{Rendimiento del ventilador. Es la variable de optimización.}$$

Funcionamiento óptimo del ventilador:

$$\text{Given} \quad Q_a := 1000$$

Optimización del rendimiento: derivada del rendimiento respecto al caudal = 0.

Fórmula (5)

$$Q_{opt,der} := \text{Find}(Q_a) = 707.745$$

$$Q_{opt} := Q_{opt,der} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 707.745 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Una vez que tenemos el volumen de aire óptimo, podemos calcular la potencia óptima y el salto de presiones óptimo, así como el rendimiento óptimo del ventilador:

$$P_{\text{opt}} := \left[203300 - 60 \left(Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} \right) + 460 \cdot 10^{-3} \left(Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} \right)^2 - 400 \cdot 10^{-6} \left(Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} \right)^3 \right] \cdot W = 249.446 \text{ kW}$$

$$\Delta p_{\text{opt}} := \left[300 + 40 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} - 100 \cdot 10^{-6} \left(Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} \right)^2 - 150 \cdot 10^{-9} \left(Q_{\text{opt}} \frac{\text{s}}{\text{m}^3} \right)^3 \right] \cdot \text{Pa} = 225.043 \text{ Pa}$$

$$\eta_{\text{opt}} := \frac{Q_{\text{opt}} \cdot \Delta p_{\text{opt}}}{P_{\text{opt}}} = 63.851\%$$

Manualmente se ha ido probando con diferentes temperaturas de salida del aire de la torre (Variable de diseño) hasta que el rendimiento de funcionamiento del ventilador (variable de optimización) se ha aproximado lo máximo al rendimiento óptimo. Posteriormente se ha comprobado que con ese punto de funcionamiento las variables de control toman valores correctos, principalmente que la longitud del empaquetamiento es un valor lógico, que la velocidad del aire a la salida de la torre la relación de gastos máxicos de agua y aire están entre los valores permitidos.

$$L_{\text{fill}} = 3.021 \text{ m} \quad \text{Es un valor lógico.}$$

$$\frac{G_w}{G_a} = 1.562 \quad \text{Debe estar entre 0.5 y 2.5.}$$

$$v_{\text{aout}} = 3.989 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad del aire a la salida de la torre: debe situarse entre 1.5 y 4 m/s.}$$

Variables de control entre rangos permitidos: ¡¡CORRECTO!!

Evaporación del agua en el enfriamiento evaporativo propio de este tipo de torres:

$$\text{Gasto máxico de agua evaporada en cada torre:} \quad m_{\text{va ptorre}} := m_a \cdot (w_o - w_i) = 13.222 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Gasto máxico de agua evaporada total (en las 9 torres):} \quad m_{\text{vap}} := m_{\text{atorre}} (w_o - w_i) = 118.998 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Relación porcentual entre el gasto máxico de agua evaporada y el gasto máxico total de agua del ciclo de refrigeración:

$$\phi := \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{wtorres}}} = 1.652\%$$

Resultados obtenidos en el diseño:

$N_{\text{torres}} = 9$	Número de torres
$\text{lado} = 14.4\text{m}$	Longitud del lado de la sección cuadrada de la torre.
$D_{\text{vent}} = 12\text{m}$	Diámetro del ventilador.
$L_{\text{fill}} = 3.021\text{m}$	Longitud del empaquetamiento.
$A_{\text{fr}} = 207.36\text{m}^2$	Área frontal de empaquetamiento.
$A_{\text{total}} := A_{\text{fr}} \cdot N_{\text{torres}} = 1.866 \times 10^3\text{m}^2$	Área total ocupada.
$T_{\text{ao}} = 305.15\text{K}$	Temperatura del aire a la salida de la torre.
$N_{\text{vent}} = 45.021\text{rpm}$	Régimen de giro del ventilador.
$\Delta p_{\text{torre}} = 70.777\text{Pa}$	Salto de presiones del ventilador = Pérdida de carga por la torre.
$P_{\text{vent}} = 52.959\text{kW}$	Potencia consumida por cada ventilador
$P_{\text{total}} := P_{\text{vent}} \cdot N_{\text{torres}} = 476.632\text{kW}$	Potencia total consumida.
$\eta = 62.147\%$	Rendimiento del ventilador.
$\eta_{\text{opt}} = 63.851\%$	Rendimiento máximo del ventilador.

$$m_{\text{torres}} = 4.612 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de aire total (por todas las torres).

$$m_a = 512.479 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de aire por cada torre.

$$m_{\text{wtorres}} = 7.204 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de agua total (por todas las torres).

$$m_w = 800.408 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de agua por cada torre.

$$v_{\text{aout}} = 3.989 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad del aire a la salida de la torre.

$$G_w = 3.86 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Flujo másico de agua por la sección de la torre.

$$m_{\text{vap}} = 118.998 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gasto másico de agua evaporada total:

$$\phi = 1.652\%$$

Relación porcentual entre el gasto másico de agua evaporada y el gasto másico total de agua de refrigeración:

Fórmulas largas referenciadas en el cálculo:

Fórmula 1:

$$p_v(T) := 10^{-\left[10.79386 \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) + 5.02808 \log \left[\frac{T_{ref}}{T}\right] + 1.50474 \cdot 10^{-4} \left[1 - 10^{-\left(\frac{T - T_{ref}}{T_{ref}}\right)}\right] + 4.2873 \cdot 10^{-4} \left[10^{-\left(\frac{T - T_{ref}}{T_{ref}}\right)} - 1\right] + 2.786118312\right]} \text{ Pa}$$

Fórmula 2:

$$\rho_v(T) := \left[-4.062329056 + 0.10277044 \frac{T}{K} - 9.76300388 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{K}\right)^2 + 4.475240795 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{K}\right)^3 - 1.004596894 \cdot 10^{-8} \left(\frac{T}{K}\right)^4 + 8.9154895 \cdot 10^{-12} \left(\frac{T}{K}\right)^5 \right] \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Fórmula 3:

$$w(T, T_{wb}, p_{vwb}, p_{abs}) := \left[\frac{2501.6K - 2.3263(T_{wb} - T_{ref})}{2501.6K + 1.8577(T - T_{ref}) - 4.184(T_{wb} - T_{ref})} \right] \left(\frac{0.62509 p_{vwb}}{p_{abs} - 1.005 p_{vwb}} \right) - \frac{1.00416(T - T_{wb})}{2501.6K + 1.8577(T - T_{ref}) - 4.184(T_{wb} - T_{ref})}$$

Fórmula 4:

$$\Delta p_{tone} = \left[300 \text{ Pa} + 40 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}} \right) \left[\left(\frac{D_{ref}}{D_{vent}} \right)^3 \left(\frac{N_{ref}}{N_{vent}} \right) Q \right] - 100 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \left[\left(\frac{D_{ref}}{D_{vent}} \right)^3 \left(\frac{N_{ref}}{N_{vent}} \right) Q \right]^2 - 150 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right) \left[\left(\frac{D_{ref}}{D_{vent}} \right)^3 \left(\frac{N_{ref}}{N_{vent}} \right) Q \right]^3 \right] \left(\frac{N_{vent}}{N_{ref}} \right)^2 \left(\frac{D_{vent}}{D_{ref}} \right)^2 \frac{\rho_{avo}}{\rho_{ref}}$$

Fórmula 5:

$$\frac{\left(300 + 80 \cdot 10^{-3} Q_a - 300 \cdot 10^{-6} Q_a^2 - 600 \cdot 10^{-9} Q_a^3 \right) \left(203300 - 600 Q_a + 460 \cdot 10^{-3} Q_a^2 - 400 \cdot 10^{-6} Q_a^3 \right) - \left(300 Q_a + 40 \cdot 10^{-3} Q_a^2 - 100 \cdot 10^{-6} Q_a^3 - 150 \cdot 10^{-9} Q_a^4 \right) \left(-60 + 920 \cdot 10^{-3} Q_a - 1200 \cdot 10^{-6} Q_a^2 \right)}{\left(203300 - 600 Q_a + 460 \cdot 10^{-3} Q_a^2 - 400 \cdot 10^{-6} Q_a^3 \right)^2} = 0$$

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA REFERENCIADA

- [1] Marco Legal Estable. Recuperado el 11 de junio de 2016 de https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiPp7j32KLNAhVLLsAKHS8JDgAQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.ree.es%2Fsites%2Fdefault%2Ffiles%2Fdownloadable%2Fmarcolegal_estable.pdf&usg=AFQjCNGsRzLuhGuL_bsGmn1rZCnWBpHlBA&sig2=1QRf9LKT-inxc13As31YrQ
- [2] La Ley 54/1997 del Sector Eléctrico. Recuperado el 11 de junio de 2016 de https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiOprS_2qLNAhVqCMAKHfduBcIQFggcMAA&url=https%3A%2F%2Fwww.boe.es%2Fdiario_boe%2Ftxt.php%3Fid%3DBOE-A-1997-25340&usg=AFQjCNHd4v_e5gAOiGACi5jQtBzhmmkgw&sig2=8_MQHwaOdf8Fpt9E6jvJWA
- [3] Página web de Endesa. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.endesa.com/es/home>
- [4] Historia de Endesa. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.endesa.com/es/conoceendesa/nuestraorganizacion/Home>
- [5] Página web de Iberdrola. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <https://www.iberdrola.es/conocenos/una-gran-empresa/nuestra-historia/>
- [6] Capacidad instalada por Iberdrola. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <https://www.iberdrola.es/conocenos/una-gran-empresa/mapa-instalaciones/>
- [7] Página web de Gas Natural Fenosa. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.gasnaturalfenosa.com/es/1285338501612/inicio.html>

- [8] Generación de Viesgo. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://viesgo.com/es/generacion>
- [9] Historia de Viesgo. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://viesgo.com/es/perfil/historia>
- [10] Roca, José A. *El periódico de la energía: Las 10 mayores centrales térmicas de carbón de España (2015)*. Recuperado el 25 de marzo de 2016 de <http://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-termicas-de-carbon-de-espana/>
- [11] Imagen Central Térmica de As Pontes. Recuperado el 18 de junio de 2016 de <https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+as+ponte&view=detailv2&&id=CD8E1470C6FA10224851F6F7D93964FA5A7D7B67&selectedIndex=1&ccid=TmGBmJt8&simid=608032186057165090&thid=OIP.M4e6181989b7c053e26448cc0308d6ceeo0&ajaxhist=0>
- [12] Información general de la Central Térmica de As Pontes. Recuperado el 25 de marzo de 2016 de http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/instalaciones-electricas/informacion-as-pontes
- [13] Certificado de gestión ambiental ISO 14001. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.aenor.es/aenor/certificacion/mambiente/iso14001.asp#.V1139LuLTIU>
- [14] Imagen Central Térmica de Compostilla. Recuperado el 18 de junio de 2016 de <https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+compostilla&view=detailv2&&id=8AB427D1FC6D0D04CB5C0665010D5C640EC11F06&selectedIndex=31&ccid=FZgZCwaM&simid=608018914618377976&thid=OIP.M1598190b068c9ca7bfda44e002f9bbcf00&ajaxhist=0>

- [15] Información general de la Central Térmica de Compostilla. Recuperado el 25 de marzo de 2016 de http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/instalaciones-electricas/informacion-compostilla
- [16] Imagen Central Térmica de Litoral. Recuperado el 18 de junio de 2016 de https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+litoral&view=detailv2&&id=42A6CB2C05FC67CACA15FF2B895C9DCE3D45680D&selectedIndex=14&c_cid=p%2b%2frzSmh&simid=608036979249907952&thid=OIP.Ma7efebcd29a12556adce967c8688163eo0&ajaxhist=0
- [17] Información general de la Central Térmica de Litoral. Recuperado el 25 de marzo de 2016 de http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/instalaciones-electricas/informacion-litoral
- [18] Imagen Central Térmica de Andorra. Recuperado el 18 de junio de 2016 de <https://tse1.mm.bing.net/th?&id=OIP.M13348f370ae1f2d637ad9a80af238fdeo0&w=300&h=180&c=0&pid=1.9&rs=0&p=0>
- [19] Manuel Galve Dolz. *La central térmica de Andorra*. Recuperado el 25 de marzo de 2016 de http://aragon.es/estaticos/GobiernoAragon/Departamentos/PoliticaTerritorialJusticiaInterior/Documentos/docs/Areas/Informaci%C3%B3n%20territorial/Publicaciones/Coleccion_Territorio/Comarca_Andorra_Sierra_Arcos/289_291.pdf
- [20] Imagen Central Térmica de Aboño. Recuperado el 18 de junio de 2016 de <https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+abo%C3%B1o&view=detailv2&&id=9BAC4A4ACA5C8E388A8473BA9E7A22F9C38D29C3&selectedIndex=147&ccid=GMfoWrr1&simid=607996035329755791&thid=OIP.M18c7e85abaf57a271e1c827a82624a07o0&ajaxhist=0>
- [21] Información de las Centrales térmicas de Aboño y Soto de Ribera. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.edpenergia.es/institucional/es/actividades/generacion/centrales-termicas/>

- [22] Imagen Central Térmica de La Robla. Recuperado el 18 de junio de 2016 de
<https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+la+robla&view=detailv2&&id=9C870BAC7DE214AC4622F7C1F5ECC4F8CE4415B6&selectedIndex=4&ccid=3ozjU5jb&simid=608028397910494963&thid=OIP.Mde8ce35398dbab80401cdc28fd3f317o0&ajaxhist=0>
- [23] *La declaración medioambiental de 2009 de la Central térmica de La Robla*. Recuperado el 11 de junio de 2016 de
http://www.gasnaturalfenosa.com/servlet/ficheros/1297143931656/USBLA_ROBLA.pdf
- [24] Imagen Central Térmica Soto de Ribera. Recuperado el 18 de junio de 2016 de
<https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+soto+de+ribera&view=detailv2&&id=25AF0DB459E1A99DCC3248974D8C8D18091D6B2C&selectedIndex=5&ccid=L3V6gpV%2b&simid=607989601463568299&thid=OIP.M2f757aaa957e573626e1d02cd99066b9o0&ajaxhist=0>
- [25] Imagen Central Térmica de Narcea. Recuperado el 18 de junio de 2016 de
<https://www.bing.com/images/search?q=central+termica+de+narcea&view=detailv2&&id=35FC202BF0AD88FA11AF21809B74132B5F7EE16B&selectedIndex=1&ccid=D a1TBCwt&simid=608019962578538130&thid=OIP.M0dad53042c2d22c496824c94c27f1fabo0&ajaxhist=0>
- [26] *La declaración medioambiental de 2009 de la Central de Narcea*. Recuperado el 26 de marzo de 2016 de
http://www.gasnaturalfenosa.com/servlet/ficheros/1297126157494/811%5C226%5C DEC.AMB.NARCEA_Corporativo.pdf
- [27] Imagen Central Térmica de Los Barrios. Recuperado el 18 de junio de 2016 de
<https://www.bing.com/images/search?q=central+t%C3%A9rmica+de+los+barrios&view=detailv2&&id=34DF430E9577512D14828EE466B1B55DED2B302F&selectedIndex>

[=6&ccid=MFrjtavX&simid=607994214257987314&thid=OIP.M305ae3b5abd757f3233a5b1bd8b5f603o0&ajaxhist=0](http://www.viesgo.com/es/generacion/centrales-de-carbon)

- [28] Información de la Central Térmica de Los Barrios. Recuperado el 26 de marzo de 2016 de <http://viesgo.com/es/generacion/centrales-de-carbon>

- [29] Imagen Central Térmica de Meirama. Recuperado el 18 de junio de 2016 de <https://tse1.mm.bing.net/th?&id=OIP.M7577d9027f0e4b0364bbbc8beec0a2a5o0&w=300&h=225&c=0&pid=1.9&rs=0&p=0>

- [30] *Declaración Medioambiental EMAS 2013 de La Central Térmica de Meirama*. Recuperado el 11 de junio de 2016 de <http://www.gasnaturalfenosa.com/servlet/ficheros/1297143931533/USBmeiramaIntera.pdf>

- [31] Reglamento (CE) N° 1407/2002 DEL CONSEJO de 23 de julio de 2002 sobre las ayudas estatales a la industria del carbón. Recuperado el 1 de mayo de 2016 de http://www.irmc.es/common/Reglamento_No_1407_2002.pdf

- [32] Decisión del Consejo de 10 de diciembre de 2010 relativa a las ayudas estatales destinadas a facilitar el cierre de minas de carbón no competitivas (2010/787/UE). Recuperado el 1 de mayo de 2016 de <http://www.irmc.es/noticias/common/DecisionConsejoEuropeoAyudasCarbon.pdf>

- [33] Directiva 2010/75/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 24 de noviembre de 2010, sobre las emisiones industriales (prevención y control integrados de la contaminación). Recuperado el 1 de mayo de 2016 de <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2010-82362>

- [34] Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. Recuperado el 1 de mayo de 2016 de <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2003-14408>

- [35] Sergio Mier Santiso (2013). Proyecto Fin de Carrera: *Análisis termodinámico y cálculo básico de la caldera y la torre de refrigeración de La Central Térmica de La Robla – Grupo I*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [36] Detlev G. Kröger (2004). *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design (Volume I)*. United States: PennWell.
- [37] García Alonso, Jose María e Iranzo Martín, Juan Emilio (1988). *La energía en la economía mundial y en España*. España: Editorial AC.
- [38] Información de emisiones de La Central Térmica de La Robla proporcionada por PRTR. Recuperado el 1 de junio de 2016 de http://www.prtr-es.es/informes/fichacomplejo.aspx?Id_Complejo=3175
- [39] Detlev G. Kröger (2004). *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design (Volume II)*. United States: PennWell.

BIBLIOGRAFÍA NO REFERENCIADA

- Departamento de Ingeniería térmica y fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. Apuntes de la asignatura de Sistemas Térmicos.
- Departamento de Ingeniería térmica y fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. Apuntes de la asignatura de Máquinas y Centrales Térmicas
- IDAE (2010). *Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos*.
- IDAE (2007). *Guía técnica de torres de refrigeración*.

- Club Español de la Energía. Carbón.
https://www.enerclub.es/El_sector/Sectores_energeticos/Carbon/
- Curso online de torres de refrigeración
<http://www.torresderefrigeracion.org/#tipos-de-torres-de-refrigeracion>